

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh na zvýšení účinnosti spalovací mikroturbíny pro
kogenerační jednotku

Proposal to Increase Efficiency of Combustion
Microturbine for Cogeneration Unit

Student: Bc. Jan Meissl

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2019

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Meissl**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh na zvýšení účinnosti spalovací mikroturbíny pro kogenerační jednotku**
Proposal to Increase Efficiency of Combustion Microturbine for Cogeneration Unit
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh na zvýšení účinnosti kogenerační jednotky s mikroturbínou o výkonu 200 kWe.

Práce bude obsahovat:

1. Výpočet základního cyklu spalovací turbíny, spalující zemní plyn a určení účinností výroby elektrické energie a tepla.
2. Návrh na zvýšení účinnosti výroby elektrické energie pomocí úprav turbíny a vliv těchto úprav na produkci tepla.
3. Návrh výměníku spaliny-voda pro základní provedení cyklu.
4. Konstrukční řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:

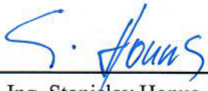
Šurovský, J., Mikroturbíny, spalovací turbíny, Praha, 2013, ISBN: 978-80-260-4106-1
Krbek, J., Polesný, B.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice, PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80-85895-23-4
Kysela, L., Tomčala, J.: Ekonomika v energetice. Ostrava: VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8
Kysela, L., Míka, J., Kyselová, S.: Teplárenství. Učební text. Katedra energetiky Ostrava, 2010.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 13.5.2019



podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu,
- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 13.5.2019

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Meissl

Adresa trvalého bydliště:

Na Lani 268, Nový Jičín, 74101

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MEISSEL, Jan. *Návrh na zvýšení účinnosti spalovací mikroturbíny pro kogenerační jednotku.* Ostrava, 2019. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 93 s.

Vedoucí práce: Míka, J.

Diplomová práce se v první části zabývá teorií spalovacích turbín a kogenerace. Ve druhé části se věnuje návrhu kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou a následným návrhem pěti řešení pro zvýšení její účinnosti. Finální část obsahuje grafické porovnání účinností, návrh výměníku spaliny – voda a výkres sestavy výměníku.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MEISSEL, Jan. *Proposal to Increase Efficiency of Combustion Microturbine for Cogeneration Unit.* Ostrava, 2019. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 93 p.

The master thesis deals with theory of gas turbines and cogeneration in the first part. The second part deals with the design of a cogeneration unit with gas micro-turbine and the subsequent proposal of five solutions to increase its efficiency. The final part contains a graphical comparison of efficiency, design of heat exchanger flue gas – water and drawing of the heat exchanger assembly.

Klíčová slova:

Spalovací turbína, spalovací mikroturbína, kogenerace, účinnost, tepelný výměník

Keywords:

Gas turbine, gas micro – turbine, cogeneration, efficiency, heat exchanger

Obsah

Seznam použitých symbolů	7
1. Úvod	12
2. Spalovací turbína	13
2.1. Historie	13
2.2. Princip	14
2.3. Rozdělení.....	14
2.3.1. Braytonův cyklus	15
2.3.2. Humphreyův cyklus	17
2.4. Využití spalovacích turbín	19
3. Spalovací mikroturbína.....	21
3.1. Historie.....	22
3.2. Hlavní části.....	23
3.3. Mikroturbíny v ČR.....	25
4. Kogenerace	26
4.1. Princip	26
4.2. Pohonné jednotky.....	27
4.2.1. Parní turbína.....	28
4.2.2. Spalovací motor	29
4.2.3. Spalovací turbína.....	30
4.2.4. Paroplynová zařízení.....	30
4.2.5. Spalovací mikroturbína	31
4.3. Druhy paliv.....	31
4.3.1. Zemní plyn	32
4.3.2. Bioplyn.....	32
4.3.3. Směsné plyny	32
4.4. Použití kogeneračních jednotek	32
5. Návrh kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou	34

5.1. Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí bez regenerace.....	35
5.2. Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí s regenerací tepla.....	41
5.3. Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a využitím tepla z mezichladiče a odpadního tepla spalin.....	47
5.4. Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu, s mezichlazením a regenerací tepla spalin a využitím tepla z mezichladiče.....	54
5.5. Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením, dělenou expanzí, s mezipřihřevem spalin a regenerací tepla spalin s využitím tepla z mezichladiče.....	61
6. Porovnání účinností	69
7. Výpočet výměníku spaliny – voda	79
8. Závěr	87
Seznam použité literatury	89
Seznam obrázků	91
Seznam tabulek	92
Seznam příloh	93

Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
a	$[m]$	Celková délka výměníku
A_{ag}	$[J \cdot m^{-3}]$	Vnitřní práce agregátu
a_{az}	$[-]$	Součinitel černosti stěny
A_g	$[J \cdot m^{-3}]$	Práce generátoru
a_s	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Celkový součinitel přestupu tepla
a_{sl}	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla sáláním
a_{sn}	$[-]$	Stupeň černosti proudu spalin
$A_{VN, VT}$	$[J \cdot m^{-3}]$	Vnitřní práce turbíny VT
A_{VNk}	$[J \cdot m^{-3}]$	Vnitřní práce vzduchového kompresoru
A_{VNk1}	$[J \cdot m^{-3}]$	Vnitřní práce prvního stupně kompresoru K1
A_{VNk2}	$[J \cdot m^{-3}]$	Vnitřní práce druhého stupně kompresoru K2
A_{VNkC}	$[J \cdot m^{-3}]$	Celková vnitřní práce vzduchového kompresoru
A_{vnplk}	$[J \cdot m^{-3}]$	Práce plynového kompresoru
A_{VNT}	$[J \cdot m^{-3}]$	Vnitřní práce turbíny
$A_{VNT, NT}$	$[J \cdot m^{-3}]$	Vnitřní práce turbíny NT
$c_{p, v}$	$[J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vody
d	$[m]$	Průměr
ε_i	$[-]$	Dílčí kompresní poměr
H	$[m]$	Celková výška svazku
i_{2+vz}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie vzduchu při teplotě t_{2+}

i_{2vz}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie vzduchu při teplotě t_2
i_{3sp}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie spalin při teplotě t_3
i_{3vz}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie vzduchu při teplotě t_3
i_{4+sp}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie spalin při teplotě t_{4+}
i_{4sp}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie spalin při teplotě t_4
i_{4vz}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie vzduchu při teplotě t_4
i_{5sp}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie spalin v při teplotě t_5
i_{5vz}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie vzduchu při teplotě t_5
i_{pl1}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie zemního plynu při teplotě t_1
i_{pl2}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie zemního plynu při teplotě t_2
i_{sp}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie teoretických vlhkých spalin při určité teplotě
i_{vz}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie vzduchu při určité teplotě
i_{zp}	$[kJ \cdot m_n^{-3}]$	Entalpie zemního plynu při určité teplotě
k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
K	$[-]$	Poissonova konstanta
$k.p.s$	$[-]$	Sumární optická tloušťka sálové vrstvy
k_{pn}	$[Pa]$	Součinitel oslabení sálání
L	$[m]$	Délka jednoho hada
m_v	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství ohřáté vody
n	$[-]$	Přebytek vzduchu
n_h	$[-]$	Počet hadů
p_b	$[Pa]$	Tlak nasávaného vzduchu
P_{el}	$[W]$	Výkon elektrického generátoru

P_k	$[W]$	Tepelný výkon kotle
P_{lk}	$[W]$	Výkon plynového kompresoru
P_{mch}	$[W]$	Tepelný výkon mezichladiče vzduchu
P_{pc}	$[Pa]$	Parciální tlak
$P_{sít}$	$[W]$	Čistý elektrický výkon
Q_c	$[W]$	Celkové přivedené teplo
Q_i^r	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Výhřevnost zemního plynu
Q_{reg}	$[W]$	Teplo přivedené regenerací
s	$[m]$	Efektivní sálavá tloušťka vrstvy spalin
S	$[m^2]$	Výhřevná plocha
S_{pd}	$[m]$	Poměrný podélný rozestup
$S_{př}$	$[m]$	Poměrný příčný rozestup
T_1	$[K]$	Teplota nasávaného vzduchu
t_{1+}	$[^{\circ}C]$	Teplota vzduchu nasávaného do 2. stupně kompr.
t_{1+vz}	$[^{\circ}C]$	Entalpie vzduchu při teplotě t_{1+}
T_{1pl}	$[K]$	Teplota nasávaného plynu
T_2	$[K]$	Teplota vzduchu po kompresi skutečná
t_{2+}	$[^{\circ}C]$	Teplota vzduchu za regeneračním ohřívacem
T_{2+}	$[K]$	Teplota vzduchu za 1. stupněm kompr. skutečná
T_{2+ize}	$[K]$	Teplota vzduchu za 1. stupněm kompr. adiabatická
T_{2ize}	$[K]$	Teplota vzduchu po kompresi adiabatická
T_{2pl}	$[K]$	Teplota plynu po kompresi skutečná
$T_{2pl, ize}$	$[K]$	Teplota plynu po kompresi adiabatická

T_3	$[K]$	Teplota spalin na vstupu do turbíny
T_4	$[K]$	Teplota spalin na výstupu z turbíny skutečná
t_{4+}	$[^{\circ}C]$	Teplota spalin za regeneračním ohříváčem
T_{4IZE}	$[K]$	Teplota spalin na výstupu z turbíny adiabatická
t_5	$[^{\circ}C]$	Teplota spalin na výstupu z výměníku
t_{isp}	$[^{\circ}C]$	Teplota spalin
t_{ivz}	$[^{\circ}C]$	Teplota vzduchu
t_{izp}	$[^{\circ}C]$	Teplota zemního plynu
t_{s1}	$[^{\circ}C]$	Teplota spalin na vstupu do výměníku
t_{s2}	$[^{\circ}C]$	Teplota spalin na výstupu z výměníku
T_{st}	$[K]$	Teplota stěny
t_{v1}	$[^{\circ}C]$	Teplota vody na vstupu do výměníku
t_{v2}	$[^{\circ}C]$	Teplota vody na výstupu z výměníku
V	$[m^3 / s]$	Spotřeba plynu
V_{vspt}	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	Teoretické množství vlhkých spalin
V_{vzt}	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	Teoretické množství vzduchu
w_{sp}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost spalin
z	$[-]$	Počet smyček
α_k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla konvekci
Δp_{pl}	$[Pa]$	Přetlak zemního plynu v rozvodu
$\Delta_{s, st}$	$[^{\circ}C]$	Střední teplota spalin
$\Delta_{t, stř}$	$[^{\circ}C]$	Střední logaritmický teplot
Δ_{ts}	$[^{\circ}C]$	Teplotní spád spalin

Δ_{tv}	[°C]	Teplotní spád vody
$\Delta_{tv, st}$	[°C]	Střední teplota vody
ε	[—]	Kompresní poměr
ε_{plk}	[—]	Kompresní poměr plynového kompresoru
η_c	[%]	Celková účinnost jednotky
η_{el}	[%]	Účinnost výroby elektrické energie
$\eta_{el, sit}$	[%]	Čistá účinnost výroby elektrické energie
η_g	[%]	Účinnost generátoru
$\eta_{ize, vnk}$	[%]	Izoentropická účinnost kompresoru
$\eta_{ize, vnt}$	[%]	Izoentropická účinnost turbíny
η_m	[%]	Mechanická účinnost turbogenerátoru
η_{mk}	[%]	Mechanická účinnost plynového kompresoru
η_{sk}	[%]	Účinnost spalovací komory
η_{vnplk}	[%]	Izoentropická účinnost plynového kompresoru
η_{vy}	[%]	Účinnost výměníku
ξ_{ck}	[%]	Ztráty kotle do okolí
σ_{pd}	[—]	Podélný součinitel
$\sigma_{př}$	[—]	Příčný součinitel
σ_{up}	[—]	Poměrný úhlopříčný rozestup
φ_{σ}	[—]	Poměrný úhlopříčný součinitel
ω_{CO2}	[%]	Koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách
ω_{H2O}	[%]	Koncentrace vody ve spalinách

1. Úvod

V zájmu zachování naší životní úrovně musíme dbát na zvyšující se poptávku po elektrické energii. Z tohoto důvodu klademe důraz na budování nových energetických zařízení s vyšší efektivností přeměny energie a s ohledem na podporu životního prostředí.

V dnešní době Česká republika vyrábí elektrickou energii převážně z uhelných elektráren. Jelikož se zásoby uhlí u nás odhadují na 30 let, budou se muset najít jiné zdroje energie. Nabízí se jaderné elektrárny, které již teď pokrývají 19 % instalovaného výkonu a dá se počítat se stavbou nového reaktoru v Dukovanech. Avšak tato dostavba a následné rozšiřování je nákladné s neurčitou dobou návratnosti. Jisté je, že se Česká republika bude muset rozhodnout, zdali se zařadí vedle států jako Francie a Velké Británie, které s jádrem počítají do budoucna, nebo po boku Německa, Rakouska a Belgie, kteří od jádra ustupují. Jako další možnost se jeví využití zemního plynu v plynových a paroplynových elektrárnách, které se v České republice podílí 10 % instalovaného výkonu. Pro zemní plyn hovoří jednak nízké emise při spalování a taky snižující se cena na světových trzích, avšak oproti spalovacím turbínám dosahují menší elektrické účinnosti a jsou celkově složitější. [6, 7, 8]

Výše popsané elektrárny pracují často jako kogenerační jednotky, tedy vyrábí jak elektrickou energii, tak i teplo. Díky tomu se zvýší celková účinnost přeměny energie, což má za následek menší spotřebu paliva a méně vypuštěných škodlivých látek do ovzduší. Jako alternativa k velkým centralizovaným zdrojům lze použít menší decentralizované kogenerační jednotky. Uplatnění najdou v průmyslových závodech, kde je možnost využití tepla v technologickém procesu nebo v budovách občanské vybavenosti a v komplexech obytných budov. V současnosti se používají hlavně jednotky se spalovacími motory, které vynikají menší pořizovací cenou, ale zároveň kladou vyšší náročnost na údržbu. A tady se otevírá prostor pro spalovací mikroturbíny, které díky svojí jednoduchosti a nenáročnosti mají velký potenciál. Překážkou může být vyšší pořizovací cena, avšak výměnou za minimální provozní péči. Mezi průkopníky v této oblasti patří firmy Capstone a Aurelia Turbines, která se chlubí nejúčinnější spalovací mikroturbínou dosahující elektrické účinnosti více než 40 % ve dvouhřídelovém provedení s dělenou kompresí, mezichlazením a regenerací tepla. [15, 1]

V mé práci se budu zabývat zvýšením účinnosti kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou spalující zemní plyn. Budu upravovat turbínu, abych dosáhl co největší elektrické účinnosti a pozorovat vliv těchto úprav na produkci tepla. Jako konstrukční řešení navrhu výměník spaliny – voda pro základní provedení cyklu.

2. Spalovací turbína

Spalovací turbína je tepelný lopatkový stroj, který získává mechanickou energii na hřídeli pomocí expanze pracovní látky ve spalovací komoře. Základní části jsou kompresor a turbína, které se nachází na společné hřídeli, a spalovací komora. [1]

2.1. Historie

Princip spalovací turbíny si jako první nechal patentovat Angličan John Barber a to již v roce 1791. Tento stroj byl však značně primitivní a těžce použitelný. Až v roce 1902 sestrojila francouzská firma Société anonyme des Turbomoteurs plnicí dmychadlo, které bylo poháněno spalovací turbínou. Samostatnou spalovací turbínu s rovnotlakým spalováním sestrojila stejná firma roku 1905 avšak s účinností pouhých 3 %, jako palivo se používal petrolej. V roce 1909 sestrojil inženýr Holzwarth první spalovací turbínu, která využívala spalování za konstantního objemu. Turbína těží ze skutečnosti, že spalování výbušné(periodické) má vyšší tepelnou účinnost než rovnotlaké. Takto navržené soustrojí dosahovalo účinnosti 14 %, avšak kvůli technickým obtížím se používala ojediněle. [9]

Později se spalovací turbíny používaly pro pohon kompresorů u leteckých motorů, nebo jako pohon lodí a lokomotiv. [1]

Velké uplatnění našly spalovací turbíny v energetice. V roce 1933 postavili ve Švýcarsku pokusnou jednotku na spalování vysokopecního plynu. Díky pozitivním zkušenostem se začaly stavět elektrárny pro špičkové odběry. Jedna z prvních měla výkon 4000kW a byla postavena ve Švýcarsku roku 1939. [9]

Velký potenciál měly turbíny, které jako palivo měly používat nadrcené uhlí na prášek. A to kvůli lacinému a dobře dostupnému palivu a provozní bezpečnosti. Avšak při zkouškách bylo zjištěno, že zatím neexistují materiály, které by vydržely tak vysoké teploty a otěr popílkem ve spalínách. [1, 9]

Díky malé hmotnosti vůči výkonu nebo nenáročnost na kvalitu paliva, se spalovací turbíny uplatnily ve všech oblastech svého využití. Mezi nevýhody patří malý krouťací moment, kvůli kterému není možné dosáhnout rozběhu a dále vysoké tepelné namáhání lopatek. [1]

2.2. Princip

Spalovací turbína se řídí tepelným cyklem což je souhrn několika po sobě jdoucích termodynamických dějů. Jakmile jsou tyto děje vykonány, soustava se vrací do původního stavu. Tyto termodynamické děje můžeme modelovat ve dvou základních cyklech. Při přívodu tepla za konstantního tepla (izobarický) hovoříme o Braytonovu cyklu. U druhé možnosti dochází k přívodu tepla za konstantního objemu (izochorický) a tento cyklus nazýváme Humhreyův. [2, 9]

2.3. Rozdělení

Podle přívodu pracovního plynu:

Izobarické (rovnotlaké) – pracovní plyn vstupuje do turbíny při konstantním tlaku

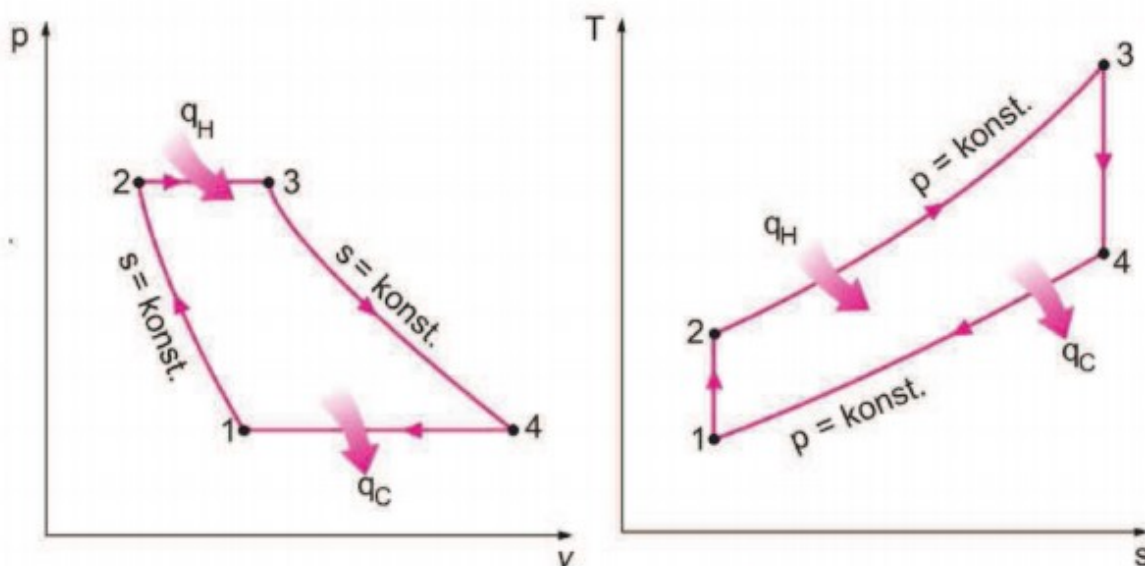
Izochorické (objemové) – pracovní plyn vstupuje v nárazových dávkách

Podle proudění plynu v turbíně:

Axiální – plyn proudí rovnoběžně na osu otáčení turbíny

Radiální – plyn proudí v kolmém směru na osu otáčení turbíny

2.3.1. Braytonův cyklus



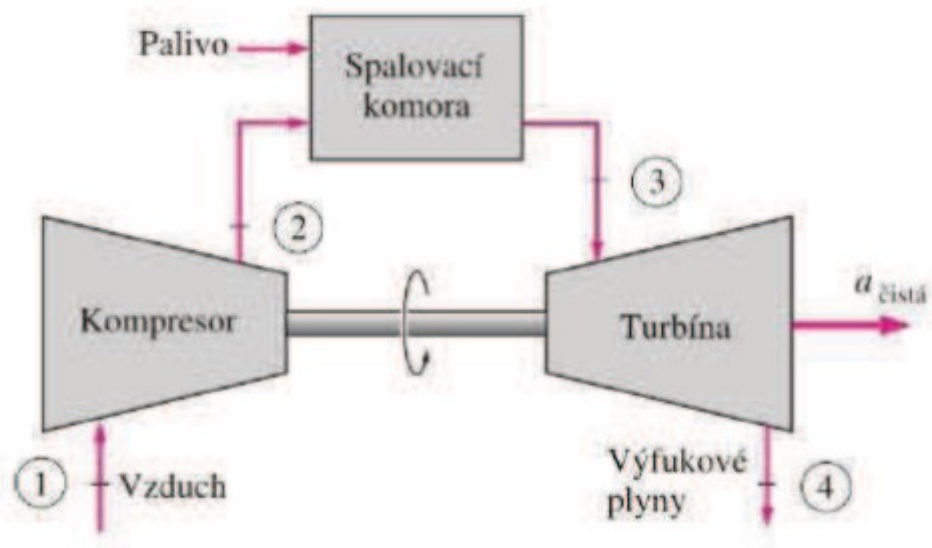
Obrázek 1- p-v a T-s diagramy Braytonova cyklu [17]

Braytonův cyklus se používá u většiny spalovacích turbín. K přívodu tepla dochází za konstantního tlaku. Charakteristickým znakem je nepřetržitý přívod pracovní látky na lopatky turbíny. Tento cyklus můžeme realizovat jak otevřený, tak i uzavřený. [1, 2]

V ději 1-2 dochází k adiabatické kompresi neboli ke stlačení vzduchu kompresorem. Při ději 2-3 se jedná o izobarický přívod tepla, kde u otevřeného oběhu je realizován spálením paliva a u uzavřeného se tak děje pomocí předání tepla ve výměníku, který ohřívá pracovní látku. Děj 3-4 dochází k adiabatické expanzi plynu na lopatkách turbíny. V ději 4-1 nastává izobarický odvod tepla, což znamená buď výfuk zbytkových spalín do okolí (otevřený cyklus) nebo ochlazením ve výměníku (uzavřený). [1, 2]

Otevřený oběh:

Braytonův otevřený oběh je nejvyužívanější varianta spalovacích turbín. Výhodou tohoto rovnotlakového oběhu je jeho jednoduchost a provozní spolehlivost. Na rozdíl od uzavřeného oběhu není potřeba velkého množství vody pro výměník (i když malé množství vody je zpravidla potřeba pro chladič oleje). Nevýhodou je menší měrný výkon a termická účinnost, což je způsobeno vyšší kompresní prací. [1, 2, 9]

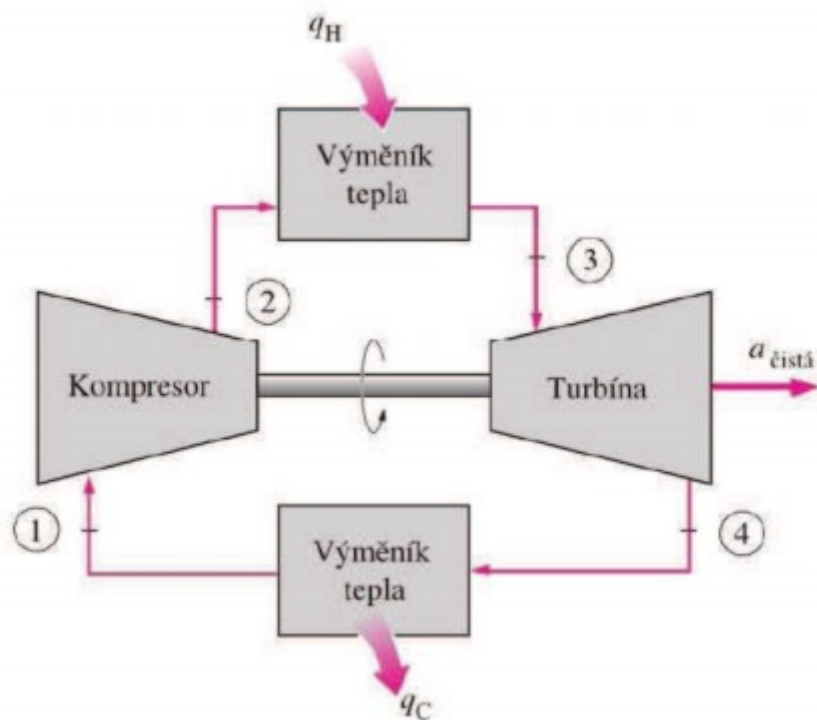


Obrázek 2 - Schéma Braytonova otevřeného oběhu [17]

Podle obrázku č. 2 dochází k nasávání okolního vzduchu o parametrech v bodě 1 a k následnému stlačení kompresorem na stav v bodě 2. Takto stlačený vzduch je následně dopraven do spalovací komory, kde se smísí s palivem dojde ke vznícení směsi. Výsledné spaliny o parametrech v bodě 3 jsou přivedeny na lopatky turbíny, kde předají svoji energii. Po expanzi jsou spaliny o stavu 4 vyvedeny do okolního prostředí. [1, 2]

Uzavřený oběh:

V uzavřeném Braytonovu cyklu je spalovací komora nahrazena výměníkem tepla a zároveň výfuk z turbíny proudí do chladiče, kde dochází k dodatečné výměně tepla a následně se oběh uzavírá. Tento oběh je složitější a tím pádem méně spolehlivý. Hlavní nevýhodou je vysoká spotřeba chladicí vody pro tepelný výměník, který chladí vycházející médium z turbíny. Výhodou uzavřeného oběhu je možnost použít libovolné palivo, nebo jiný zdroj tepla, protože ohřev pracovního plynu je přes rekuperační výměník. Nevýhoda je nutnost doplňování pracovního plynu, který uniká netěsnostmi ucpávek. Při použití vzduchu je to relativně malý problém, při použití jiných plynů tato nevýhoda zvyšuje provozní náklady. [1, 2, 9]

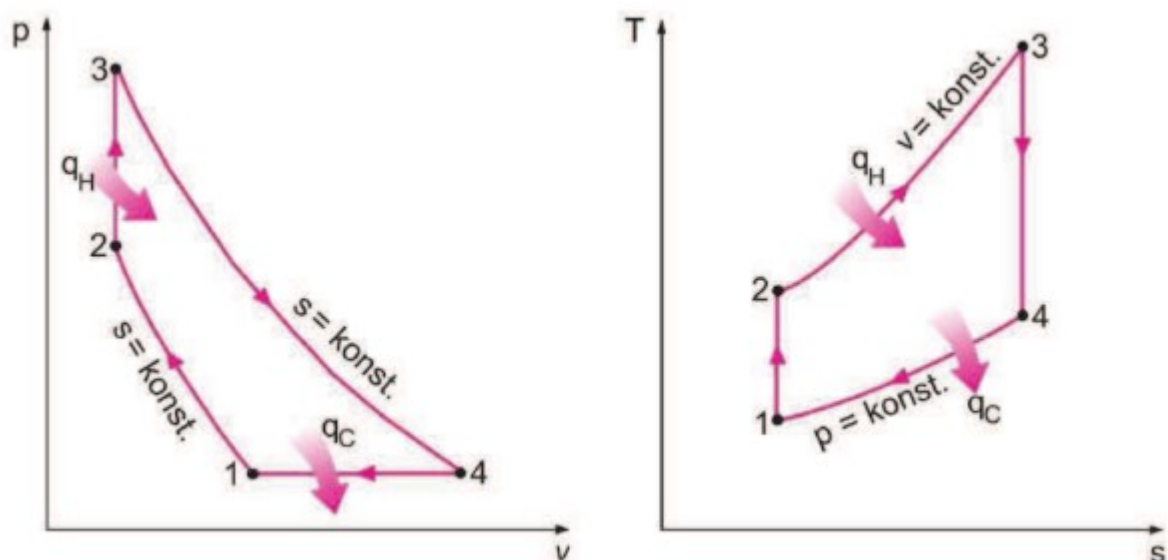


Obrázek 3 - Schéma Brytonova uzavřeného oběhu [17]

Pracovní látka při parametrech v bodě 1 je adiabaticky stlačována kompresorem na stav v bodě 2. Dále je dopravována do výměníku tepla, kde je pracovní látce izobaricky přivedeno teplo q_H a pracovní látka nabývá stavu 3. Následně je přiváděna na lopatky turbíny, kde expanduje a předává svoji energii. Po expanzi v bodě 4 je vedena do výměníku tepla, kde odevzdává své teplo q_C a ochlazuje se na výchozí teplotu stavu 1 a celý děj se opakuje. [1, 2]

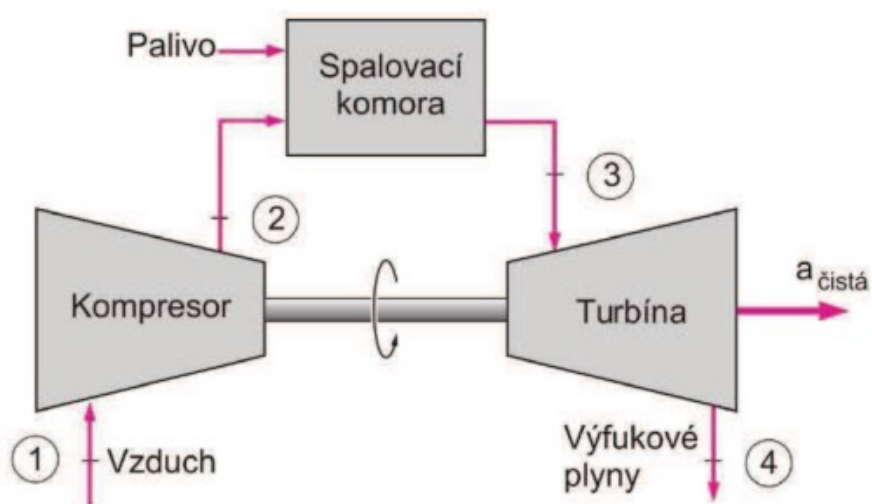
2.3.2. Humphreyův cyklus

Pomocí tohoto cyklu realizujeme oběhy plynových turbín, u kterých dochází k přívodu tepla izochoricky, tedy za konstantního objemu. Nazýváme je také jako pulzační motory, protože jejich chod je přetržitý. Výhoda oproti Braytonovu cyklu je vyšší termická účinnost, avšak za cenu složitější konstrukce. V praxi se příliš nepoužívají. [1,2]



Obrázek 4 - p - v a T - s diagramy Humphreyova cyklu [17]

Na obrázku č. 4 jsou zobrazeny jednotlivé termodynamické děje. V ději 1-2 dochází k adiabatické kompresi. Děj 2-3 odpovídá izochorickému přívodu tepla vzniklé spalováním paliva. Děj 3-4 znázorňuje adiabatickou expanzi pracovní látky na lopatkách turbíny. Děj 3-4 je izobarický výfuk spalin do okolního prostředí. [1, 2]



Obrázek 5 - Schéma Humphreyova cyklu [17]

Turbíny pracující na základě Humphreyova cyklu jsou podobné turbínám s Braytonovým otevřeným cyklem. Zásadní rozdíl je ovšem v konstrukci spalovací komory. Právě ta zajišťuje izochorické spalování. Tato spalovací komora disponuje vstupním ventilem pro přívod stlačeného vzduchu a výstupním ventilem pro výstup spalin. [1, 2]

2.4. Využití spalovacích turbín

Díky svým výhodám se spalovací turbíny rychle prosadily v energetice a jako pohony v některých dopravních prostředcích.

Brněnská teplárna Červený mlýn:

Jedná se o paroplynový zdroj s kombinovanou výrobou elektrické energie a tepla. Uvnitř se nachází spalovací turbína Siemens, spalovací kotel a parní protitlaká turbína o celkovém elektrickém výkonu 95 MW_e a tepelném výkonu 86 MW_e. [10]



Obrázek 6 - Brněnská teplárna Červený mlýn [10]

Lokomotiva GT1 – 001:

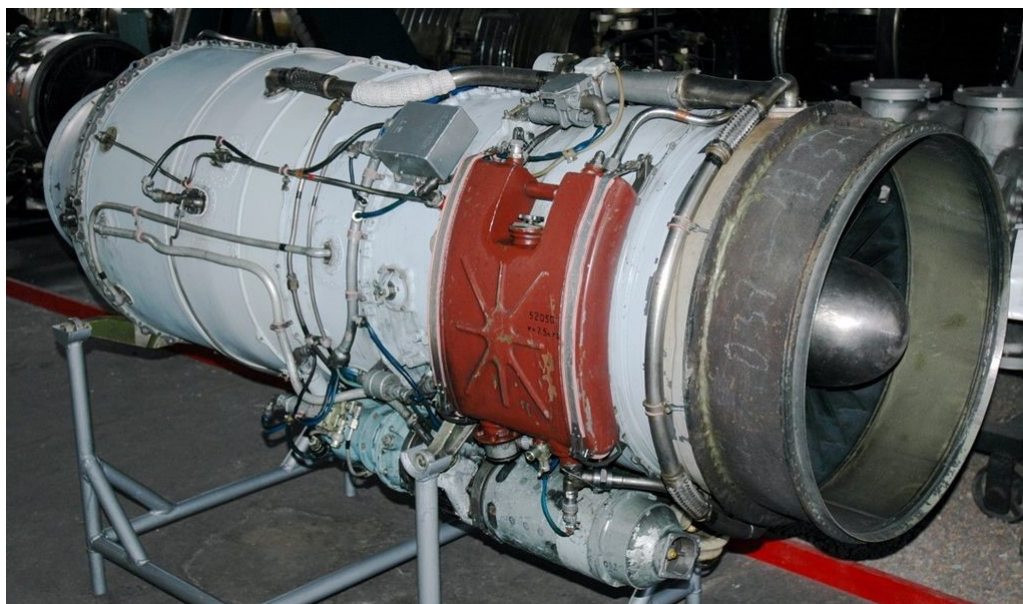
Jedná se o nejvýkonnější turbínovou lokomotivu světa vyrobenou v Rusku. Uvnitř se nachází plynová turbína na zkapalněný zemní plyn (LNG) s výkonem až 8,3 MW. Celkové úspory na provozní náklady je odhadován na 30 % (méně pohyblivých částí nevyžaduje tolik údržby a náhradních dílů). [10]



Obrázek 7 - Lokomotiva GT1 – 001 [10]

Aero L-39 Albatros:

Cvičný proudový letoun vyvinutý v Československu v šedesátých letech ve firmě Aero Vodochody. Je vybaven dvouproudovým motorem Ivčenko AI-25 sovětské výroby. [11]



Obrázek 8 - Proudový motor Ivčenko AI-25 [10]

Jaguar C-X75:

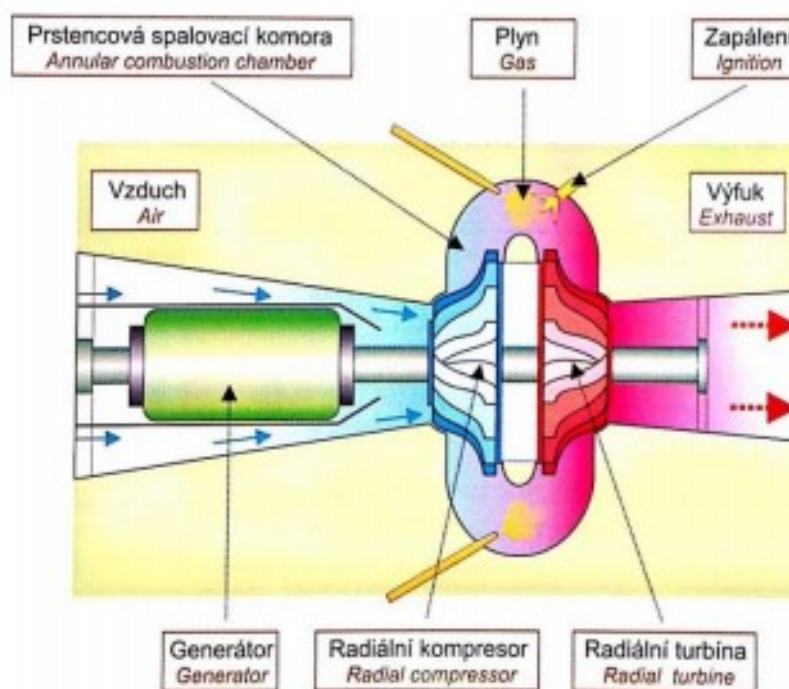
Automobil, který je poháněn elektromotory umístěnými v každém z kol, které dohromady mají výkon 582 kW. Napájeny jsou z li – iontových akumulátorů, které jsou napájeny ze dvou spalovacích turbín. [10]



Obrázek 9 - Jaguar C-X75 [10]

3. Spalovací mikroturbína

Mikroturbína (dále jen „MT“) funguje na stejném principu jako spalovací turbína popsaná v kapitole 1.2. Rozdíl je ovšem v rozměrech a dodávaném výkonu. Dodávaný jmenovitý elektrický výkon je do 500 kW. Nejčastěji společně s elektrickým výkonem dodává i tepelný výkon, čímž roste její celková účinnost. [1]



Obrázek 10 - Schéma spalovací mikroturbíny [1]

3.1. Historie

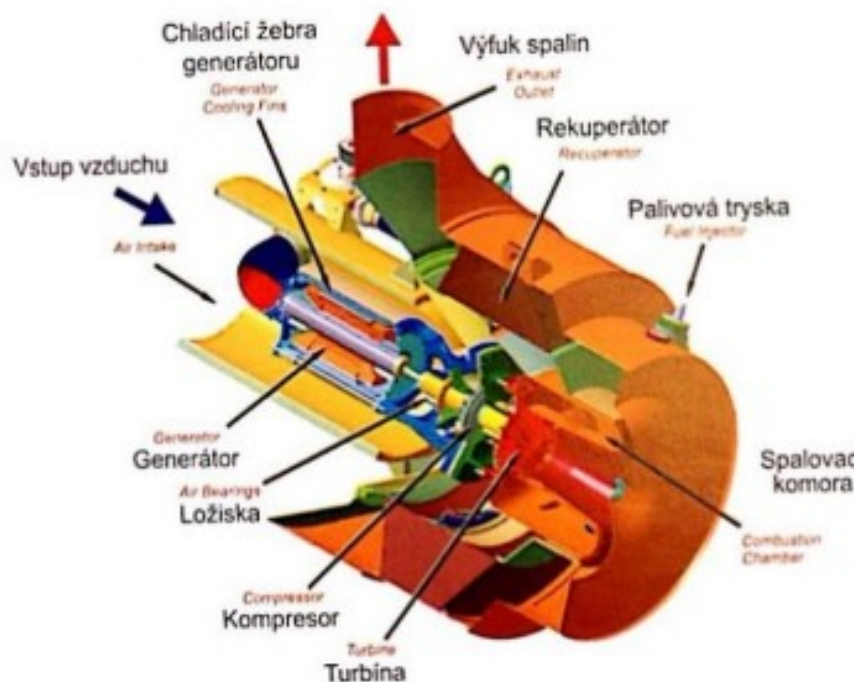
Vývoj MT je úzce spjat s turbodmychadly v automobilech, proudovými motory používanými v letadlech a APU jednotkami (Auxiliary Power Unit) používanými jako pomocné energetické jednotky pro rozbíhání leteckých motorů. [1, 9]

Zlomový rok pro MT je 1988, kdy ve Spojených Státech Amerických vznikla firma Capstone Turbine Corporation. Tato firma se specializuje na výrobu turbín do dnes a je v jejich výrobě světovým lídrem. Mezi další významné firmy patří General Electric (USA) a Turbec Spa (Itálie). [1, 9]

Vzhledem k tomu, že první spalovací turbína byla vyrobena začátkem 20. století, mají MT značné zpoždění. Hlavní problém spočívá v provozních otáčkách. Klasické turbíny se otáčejí rychlostí 15 000 až 20 000 otáček za minutu, kdežto MT může mít otáčky i 100 000 za minutu. Je to dáno tím, že elektrická účinnost se zvyšuje s rychlostí otáčení konce lopatek. Kvůli takto vysokým otáčkám jsou kladeny velké nároky na generátor a hlavně ložiska, které jsou kritickým prvkem u MT. [1, 9]

3.2. Hlavní části

Mezi hlavní části MT patří spalovací komora, tryska, hořák, spalovací turbína a kompresor vzduchu. [1]



Obrázek 11 - Základní části spalovací mikroturbíny [1]

Spalovací komora:

Jedná se o prostor, do něhož je pod tlakem přiváděna stlačená hořlavá směs (vzduch s palivem), která je následně elektricky zapálena. Následuje hoření (oxidace paliva) a důsledkem toho prudký nárůst tlaku. Na výstupu ze spalovací komory vycházejí spaliny o teplotě až 900 °C. [1]

U starších MT se používal válcový tvar komory (silo). Takto konstruovaná komora je jednodušší, levnější, avšak méně účinná. Novější a úspornější prstencové konstrukce obepínají rotor soustrojí. Palivo se přivádí několika tryskami a dochází k vyšší účinnosti. [1]

Součástí je i tryska, která slouží k přivodu paliva do hořáku či spalovací komory a hořák, který přivádí do spalovací komory směs paliva a vzduchu. [1]

Spalovací turbína:

Spalovací turbína je rotační lopatkový stroj, jehož lopatky převádějí tlakovou a tepelnou energii spalin na mechanickou (kinetickou, pohybovou) energii, na otáčivý pohyb hřídele. Při expanzi dochází k poklesu tlaku spalin a zvýšení jejich objemu. [1]

Expanzní části mikroturbín bývají jednostupňové, tedy jedno malé radiální oběžné kolo s otáčkami až 100 000 otáček za minutu. Teplotní spád je relativně malý, na vstupu je teplota do 900 °C a na vstupu okolo 600 °C. [1]

Kompresor vzduchu:

Kompresor vzduchu je rotační stroj převádějící kinetickou energii hřídele na tlakovou. Slouží k dopravě stlačeného vzduchu do spalovací komory. Nachází se na společné hřídeli s pohánějící turbínou. Podle směru proudění média můžeme rozlišit na radiální a axiální. U mikroturbín má kompresor vzduchu jedno radiální běžné kolo. [1]

Rekuperátor:

Rekuperátor je myšlen jako tepelný výměník (spaliny-vzduch). Před vstupem do spalovací komory ohřívá stlačený vzduch výfukovým teplem spalin. Využitím tohoto systému (rekuperace) se zvyšuje účinnost výroby elektrické energie. [1]

Pracuje-li soustrojí bez rekuperace, je přebytné teplo spalin vyfoukáváno do ovzduší, a tudíž se výroba elektrické energie prodražuje. Toto uspořádání se používá pouze tehdy, je-li dostupné levné odpadní palivo, popřípadě jako mobilní použití. [1]

Ložiska:

Běžné řešení používají ložiska mazaná tlakovým olejem, u kterých je nevýhoda potřeby olejového hospodářství (nádrž, chladič, čerpadla, filtry) a nutnost měnit, doplňovat a likvidovat olej. Pokročilá řešení nabízejí ložiska vzduchová, která nepotřebují olejové mazání. Využívají princip odstředivé síly, kdy po rozběhu se části ložiska rozevrou a mezi jimi a hřídelí vznikne tenká vzduchová vrstva. Tato realizace umožňuje vysoké otáčky a nízký otěr. [1]

Palivové hospodářství:

Palivové hospodářství zajišťuje dopravu paliva do spalovací komory pod tlakem 0,4–0,8 MPa. Jelikož ve středotlakém rozvodu je tlak zemního plynu okolo 0,3 MPa, musí se

používat plynový kompresor. Z důvodu bezpečnosti musí být na přívodu plynu dvě uzavírací armatury, pojišťovací ventil, filtr a další opatření podle norem výrobce a plynárenské společnosti. [1]

Mikroturbíny mívají 3–6 hořáků s uzavíracími ventily. K řízení množství paliva slouží regulační ventil. [1]

Spalinový výměník:

Spalinový výměník (spaliny – voda) slouží k ohřívání teplem spalin topnou vodu, dále využívanou pro vytápění objektů nebo pro zásobování teplou vodou sociální zařízení a technologií. [1]

3.3. Mikroturbíny v ČR

Nástup mikroturbín v České republice byl ovlivněn jejich úspěšnou realizací ve vyspělém zahraničí. Brzy nato reagovala podnikatelská i akademická sféra uspořádáním několika celostátních odborných seminářů. Vše vyvrcholilo až vznikem Asociace mikroturbín v ČR v roce 2011. [12]

Capstone 30:

Kogenerační jednotka s mikroturbínou Capstone 30 byla instalována v Českém Brodě v roce 2001. Jednotka spalující zemní plyn je v provozu dodnes. Horkovodní soustava pracuje s teplotním spádem 60/80 °C. Kogenerační jednotka dodává do elektrické rozvodné sítě 30 kWe. Využívá se pouze 8 hodin denně v době vysokého tarifu výkupu cen energií. Mikroturbína je bezobslužně řízená z centrály v Kolíně, odkud se průběžně sledují data o chování a stavu systému. Požadavky na obsluhu a servis jsou minimální, pouze se dvakrát do roka čistí palivový filtr s občasnou výměnou. [10, 12]

Capstone C65:

V roce 2008 instalovala firma Safina Vestec, a.s. dvě turbíny Capstone C65 o elektrickém výkonu 65 kWe. Zařízení pracuje na zemní plyn s vestavěnými horkovodními výměníky. Díky baterii může mikroturbína startovat ze tmy, bez distribuční sítě. [10, 12]

V roce 2010 firma GGC, s.r.o. uvedla do provozu stejné modely v Havířově (kotelna Gascontrol Plast s.r.o.) a v Kovovně v Českém Těšíně. [10, 12]

Capstone C800:

Mikroturbína Capstone C800 je instalována v zemědělské biostanici ve Slaném. Jedná se nejvýkonnější mikroturbínu v České republice o elektrickém výkonu 800 kW. [10, 12]

4. Kogenerace

Kogenerace se rozumí jako přeměna primární energie na dva různé druhy energií současně. Nejčastější případ je kombinovaná výroba elektrické energie a tepla (KVET). Zařízení o menších rozměrech zajišťující tento proces se nazývají kogenerační jednotky. [13]

4.1. Princip

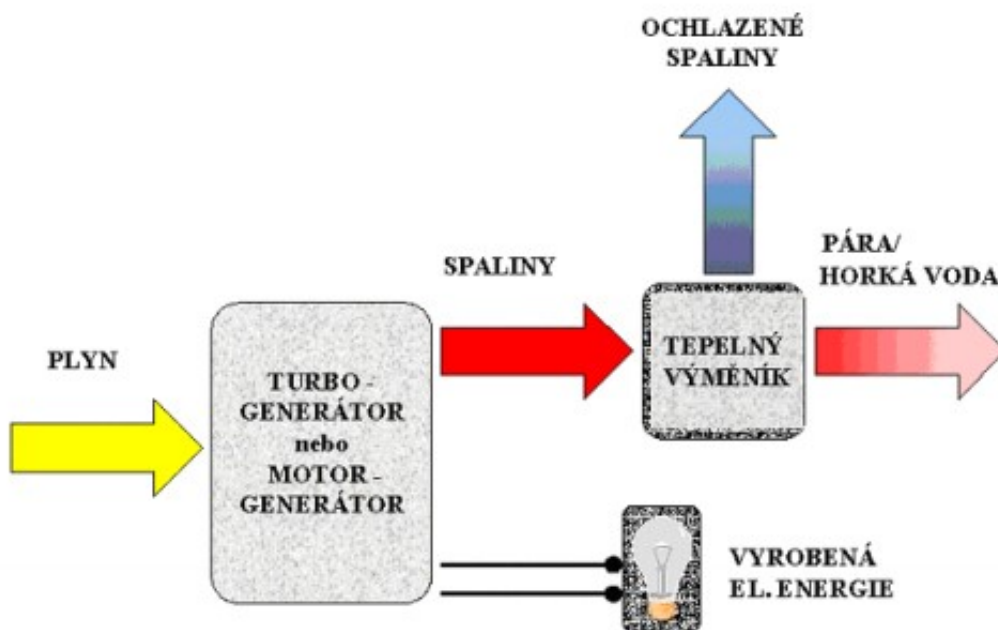
Hlavní důvod kogenerace je zvýšení účinnosti využití paliva. Při přeměně energie v palivu na elektrickou energii jsme schopni využít přibližně 30 %, zbytek uvolněné energie odchází ve formě tepelných ztrát, které nejsme schopni přeměnit na mechanickou práci anebo elektrickou energii. V provozu jsou tepelné ztráty odváděny pomocí výfuků a chladicí soustavy. Cílem kogenerace je využití odpadního tepla pro další účely jako je vytápění objektů, ohřívání vody anebo k technologickým procesům. [13]



Obrázek 12 – Princip kogenerace [18]

Na obrázku číslo 12 vidíme, že kombinovaná výroba tepla a elektrické energie je účinnější než oddělená výroba. U kogeneračních jednotek jsme schopni dosáhnout účinnosti okolo 90 %, zatímco u samostatné výroby pouze 50–60 %. Za předpokladu správného využití kogenerace, je tento proces ekologičtější a ekonomicky výhodnější. [13]

Elektrickou energii získáváme transformací energie v pohonné jednotce, která roztáčí generátor. Teplo se získává z tzv. nízkopotenciální energie, co znamená pára vycházející z turbíny, nebo teplo ze spalin anebo chlazením spalovacího motoru. [13]



Obrázek 13 - Schéma kogenerační jednotky [16]

Kogenerační jednotka se skládá ze čtyř částí:

- Pohonné jednotky
- Elektrického generátoru
- Kotle nebo výměníku tepla
- Řídicího a kontrolního systému

4.2. Pohonné jednotky

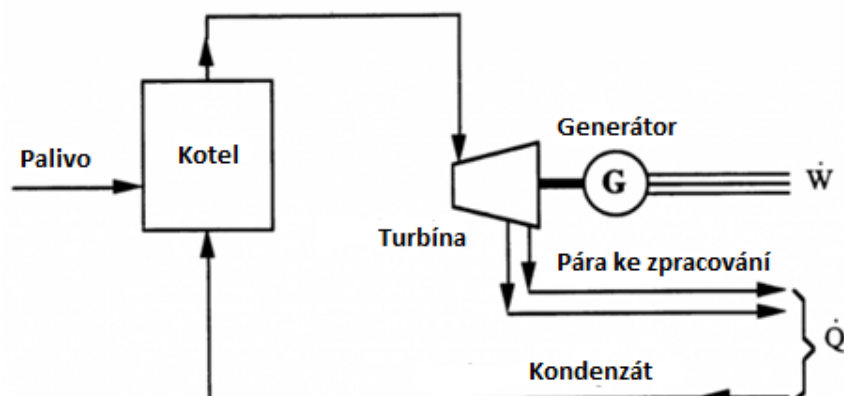
Nejdůležitější částí kogeneračních jednotek jsou pohonné jednotky.

- Parní turbína
- Spalovací motor
- Spalovací turbína
- Paroplynová zařízení

4.2.1. Parní turbína

Parní turbína je rotační lopatkový stroj, který přeměňuje kinetickou a tlakovou energii páry na mechanickou energii hřídele, která se dále mění v generátoru na elektrickou energii. Jedná se o pohonnou jednotku u kogeneračních zařízení. Je možnost dvojího zapojení, a to jako parní turbínu protitlakou a kondenzační. [2, 13]

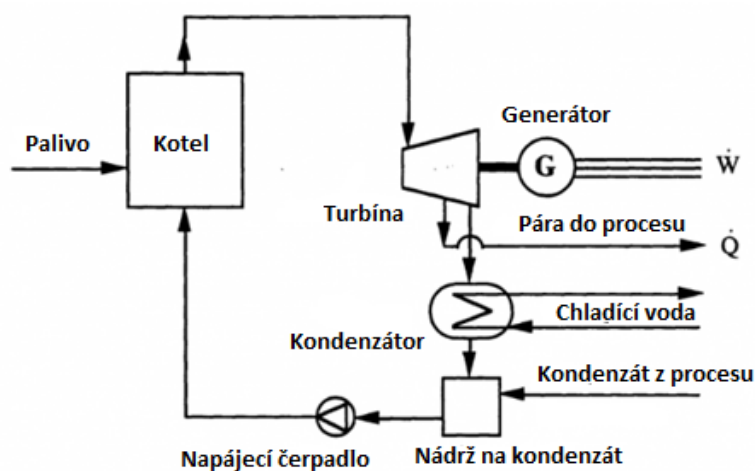
Protitlaká parní turbína:



Obrázek 14 - Schéma zapojení s protitlakou turbínou [19]

Hlavní rozdíl od kondenzační turbíny je, že pára po expanzi se dále využívá v technologickém procesu anebo jako zdroj tepla na místo jejím zkondenzování. Pára opouští turbínu pod tlakem vyšším, než je atmosférický. Pára může být také odebírána z turbíny na několika tlakových úrovních, podle požadavků spotřebiče. [2, 13]

Kondenzační parní turbína:



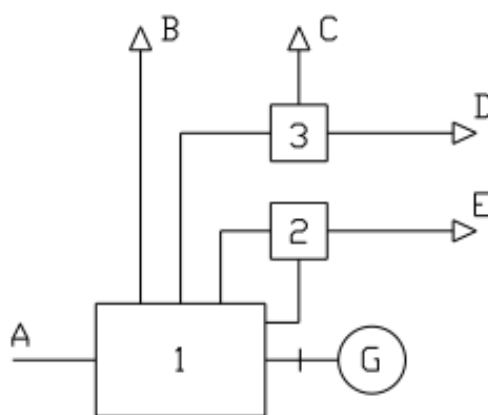
Obrázek 15 - Schéma zapojení s kondenzační turbínou [19]

U kondenzační turbíny v kogeneraci je pára odebírána na několika tlakových úrovních. Zbytek páry expanduje při výrobě elektrické energie až na tlak 4 až 5 kPa a následně kondenzuje v kondenzátoru. Na rozdíl od protitlaké turbíny lze řídit výrobu elektrické energie nezávisle na dodávce tepla. Nevýhodou jsou vyšší investiční náklady a nižší celková účinnost. [2, 13]

4.2.2. Spalovací motor

Kogenerace pomocí spalovacích motorů je dnes velmi rozšířená. Vyrábí se ve výkonech v rozmezí od 7 kW do 9,6 MW. Instalují se především do objektů, kde je potřeba menšího instalovaného výkonu například hotely, nemocnice, malé průmyslové provozy. Velké uplatnění najdou v bioplynových stanicích, kde se používají jednotky do výkonu 1 MW spalující bioplyn. Jako palivo se používá zejména zemní plyn, bioplyn nebo důlní plyn. Výhodou je vyšší účinnost než spalovací turbíny, nevýhoda je potřeba častější údržby. [2,13]

Tepelná energie se získává pomocí výměníku motorového okruhu (např. deskový) a spalínového výměníku (např. trubkový). Elektrická energie se získává přeměnou mechanické energie v elektrickém generátoru. Celková účinnost kogeneračních jednotek se spalovacími motory je až 90 %. [2, 13]



Obrázek 16 - Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem [16]

(1. Spalovací motor, 2. Výměník- chladicí voda/topná voda, 3. Výměník- spaliny/ topná voda,
A. přívod paliva, B. ztráta sáláním a konvekcí, C. Výfukové spaliny,
D. využitě teplo výfukových spalin, E Využitě teplo vodního chlazení)

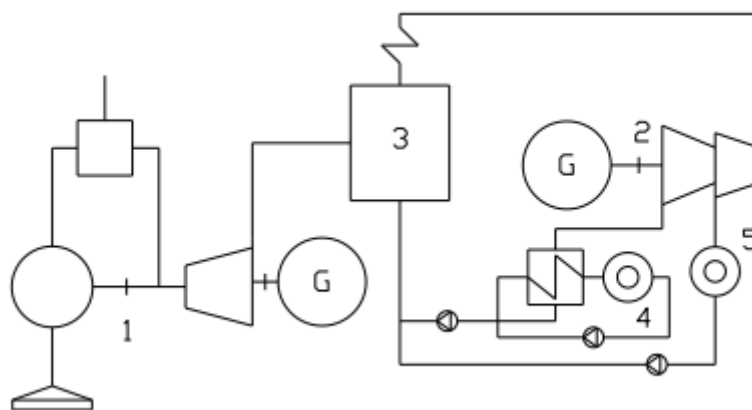
4.2.3. Spalovací turbína

Princip spalovací turbíny je popsán v kapitole 1.2.

Vedle elektrické energie mohou kogenerační jednotky se spalovací turbínou sloužit k výrobě středotlaké či nízkotlaké páry, horké nebo teplé vody, ale také vysokotlaké páry určené k technologickým účelům. Rozsah výkonů se pohybuje o desítek kW (spalovací mikroturbíny) až po velké zařízení o výkonech ve stovkách MW. Výhody jsou vysoká spolehlivost a menší hmotnost. Oproti parní turbíně je podstatně pohotovější, a proto se využívá jako špičkový zdroj. Nevýhodou je menší účinnost, která se ale dá zvýšit carnotizačními opatřeními. [2]

4.2.4. Paroplynová zařízení

Paroplynová zařízení se skládají ze soustrojí spalovací turbíny, parního kotle a parní turbíny. Odpadní teplo spalín se využívá k výrobě páry v parním kotli, která následně expanduje v parní turbíně. Jako palivo se používá zemní plyn, který výrazně snižuje zatížení životního prostředí oproti uhelným blokům. Dodávka tepla se může realizovat ve formě teplé či horké vody, nebo v páře o různých parametrech. Další možnost využití paroplynových elektráren je ke stabilizaci elektrizační soustavy. [13]

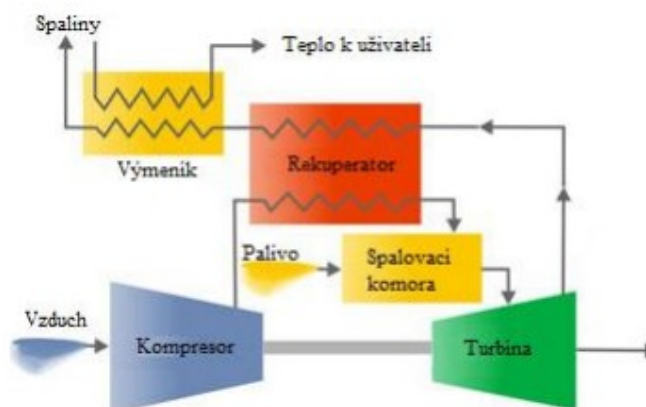


Obrázek 17 - Schéma paroplynové kogenerační jednotky [16]

(1. Spalovací turbína, 2. parní turbína, 3. Spalinový kotel, 4. Spotřebitel tepla ve formě horké vody, 5. Spotřebitel tepla ve formě páry)

4.2.5. Spalovací mikroturbína

Princip kogeneračních jednotek se spalovací mikroturbínou je podobný těm s klasickou spalovací turbínou. Mikroturbíny mají menší rozměry a dodávají jmenovitý výkon do 500 kW. Samotná kogenerace spočívá ve využití tepla spalin. Ty ohřívají jednak stlačený vzduch vstupující do spalovací komory a pak vodu určenou například pro vytápění objektů. [1]



Obrázek 18 - Schéma kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou [16]

Samotné kogenerační jednotky s mikroturbínou se následně dodávají jako komplet, to znamená, že v jedné nebo více skříních se nachází samotné zařízení i všechny jeho vedlejší části. Jako zdroj tepla se nejčastěji využívají plynná paliva jako zemní plyn, bioplyn anebo směsné plyny. Další možností jsou kapalná paliva jako nafta a benzín, nutností je ovšem zajistit dostatečnou čistotu paliva. [1]

Kogenerační jednotky tohoto typu najdou uplatnění zejména jako decentralizované zdroje výroby energie. Můžeme je najít v například u bioplynových stanic, čističkách odpadních vod nebo skládkách komunálního odpadu. Další využití najdou v budovách občanské vybavenosti jako jsou školy, nemocnice. Výhody těchto zařízení jsou vysoká spolehlivost provozu, malé nároky na údržbu, malé rozměry a velmi nízké emise. Nevýhoda je požadavek na čistotu paliva. [1]

4.3. Druhy paliv

Druh spalovaného paliva ovlivňuje několik faktorů kogeneračních jednotek. Tou nejzásadnější je typ pohonné jednotky (viz kapitola 3.2.), délka ekonomickou stránku dané jednotky a v poslední řadě také množství tvorby škodlivých látek. U menších kogeneračních

jednotek je převládající spalování zemního plynu, avšak v posledních letech se stále více využívá spalování bioplynu nebo směsných plynů. [13]

4.3.1. Zemní plyn

Zemní plyn je nejčastější palivo používané u kogeneračních jednotek, a to především díky svojí čistotě a vysokému energetickému obsahu. Výhřevnost zemního plynu se pohybuje od 16 do 34 MJ/m³, přičemž hlavní složkou je metan. Těží se ze sedimentárních hornin uzavřených ve strukturních pastech. Velmi často se nachází společně s ropou nebo černým uhlím. Díky rozsáhlé distribuční síti se dá kogenerační jednotka jednoduše napojit bez potřeby zásobníků. Vzhledem k ostatním fosilním palivům vzniká při spalování menší podíl CO₂ na jednotku uvolněné energie. [13]

4.3.2. Bioplyn

Bioplyn vzniká rozkladem organických látek za nepřístupu vzduchu v uzavřených reaktorech. Jedná se o bioplynové stanice, které mají zaručený trvalý přísun organických látek. Nejčastěji to jsou čističky odpadních vod, skládky komunálních odpadů anebo zemědělské podniky. Bioplyn se skládá zejména z metanu a CO₂. Jeho výhřevnost závisí na obsahu metanu, pohybuje se od 18 do 25 MJ/m³. Výhodou je, že se jedná o plyn z obnovitelných zdrojů a spalováním produkuje neutrální CO₂ z hlediska skleníkových plynů. Nevýhodou je nutnost zajištění stálosti složení plynu. [13]

4.3.3. Směsné plyny

Mezi směsné plyny se řadí vysokopecní, konvertorový a degazační. Dělí se podle počtu plynu ve směsi na jednosložkové, dvousložkové, třísložkové a vícesložkové. Jedná se o druhotný produkt z výroby a řadí se mezi méně ušlechtilé plyny než například zemní plyn. Výhodou je využití odpadních plynů z výroby, nevýhodou je nutnost vytvářet směsi s ohledem na proměnlivé množství. [13]

4.4. Použití kogeneračních jednotek

Kogenerační jednotky mohou teoreticky nahradit jakýkoliv zdroj tepla srovnatelného výkonu. Z ekonomických důvodů je ovšem nejvýhodnější, aby během roku byla v provozu co možná nejvíce hodin. Z tohoto důvodu bude nejeefektivnější tam, kde je celý rok zajištěný

stálý odběr tepla. Taková místa mohou být například technologické provozy, bazény, ubytovací zařízení. [13]

Kogenerační jednotka může pokrývat část tepla a pracovat společně s jiným zdrojem (např. plynový kotel) anebo může pracovat v kombinaci s akumulací tepla, kdy jednotka je v provozu několik hodin denně v době nejvýhodnějších tarifů výkupních cen elektrické energie. [13]

Vyrobená elektrická energie se kromě prodeje do sítě může spotřebovat přímo v objektu. Tento způsob je obvykle výhodnější vzhledem k výkupním a prodejním cenám. Je také možnost tzv. ostrovního provozu, kdy kogenerační jednotka je jediným zdrojem v objektu a zároveň není připojena k síti. [13]

Pro návrh kogenerační jednotky je potřeba znát:

- Denní a roční harmonogram spotřeby tepla a elektřiny
- Druh teplotnosného média
- Dostupnost paliv
- Stávající instalovaný výkon kotlů a jejich parametry

5. Návrh kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou

Výpočet vychází z požadovaného výkonu elektrického generátoru, kompresního poměru a maximální přípustné teploty spalin před turbínou. Další důležité parametry pro výpočet jsou výhřevnost paliva (zemního plynu), teplota a tlak zemního plynu v rozvodu, účinnosti jednotlivých komponentů a teoretické množství spalovacího vzduchu a vlhkých spalin při spalování zemního plynu. [2, 14]

Technické parametry:

Tabulka 1 - Hodnoty zadaných veličin pro výpočet kogenerační jednotky

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výkon elektrického generátoru	P_{el}	200	kW
Výhřevnost zemního plynu	Q_i^r	35771	kJ/m_n^3
Přetlak zemního plynu v rozvodu	Δp_{pl}	5	kPa
Teplota zemního plynu v rozvodu	t_{pl}	15	$^{\circ}\text{C}$
Tlak nasávaného vzduchu	p_b	0,1	Mpa
Teplota nasávaného vzduchu	t_l	15	$^{\circ}\text{C}$
Kompresní poměr	ε	4	
Teplota spalin před turbínou	t_3	800	$^{\circ}\text{C}$
Izoentropická účinnost kompresoru	$\eta_{is-vn-k}$	0,8	
Účinnost spalovací komory	η_{sk}	0,95	
Izoentropická účinnost turbíny	$\eta_{is-vn-st}$	0,8	
Mechanická účinnost turbogenerátoru	η_{m-st}	0,95	
Účinnost generátoru	η_g	0,96	
Izoentropická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{is-vn-plk}$	0,9	
Mechanická účinnost plynového kompresoru	η_{m-plk}	0,95	
Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	η_{elm}	0,9	
Teoretické množství vzduchu pro spalování ZP	$V_{vz,t}$	9,505	$\text{m}_n^3/\text{m}_n^3$
Teoretické množství vlhkých spalin při spalování ZP	$V_{sp,t}$	10,51	$\text{m}_n^3/\text{m}_n^3$
Ztráty kotle do okolí volím 1,1 % tepelného příkonu kotle	ξ_{ck}	1,1	%

Entalpie zemního plynu při určité teplotě:

$$i_{zp} = 1,4941 \cdot t_{izp} + 0,0013 \cdot t_{izp}^2 \text{ [kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}]$$

Entalpie teoretických vlhkých spalin při určité teplotě:

$$i_{sp} = 1,304268 \cdot t_{isp} + 1,033253e^{-4} \cdot t_{isp}^2 \text{ [kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}]$$

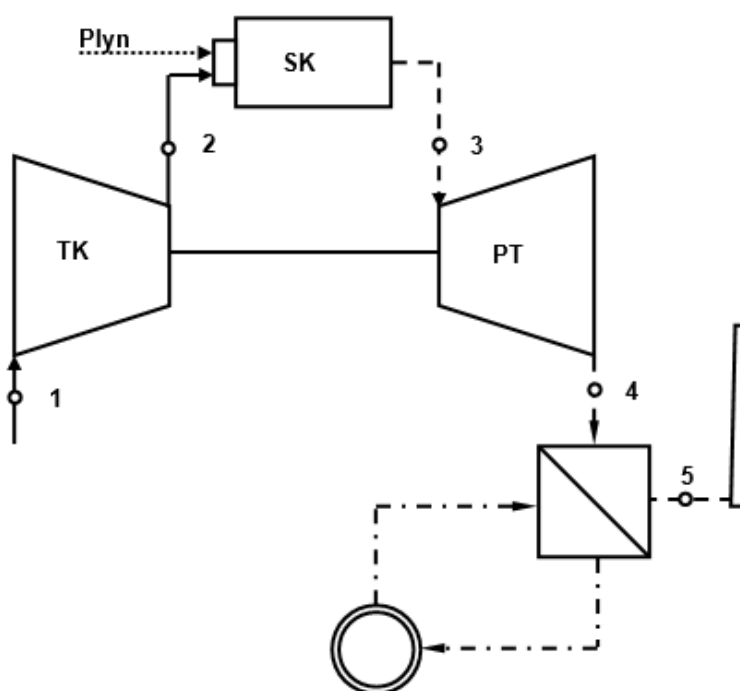
Entalpie vzduchu při určité teplotě:

$$i_{vz} = 1,3629266 \cdot t_{ivz} + 1,644466e^{-4} \cdot t_{ivz}^2 \text{ [kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}]$$

Základní výpočet jsem provedl pro pět technických řešení kogeneračních jednotek.

- a) Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí bez regenerace
- b) Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí s regenerací tepla
- c) Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a využitím tepla z mezichladiče a odpadního tepla spalin
- d) Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalin (a využitím tepla z mezichladiče)
- e) Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením, dělenou expanzí s mezipřihřevem spalin a regenerací tepla spalin (a využitím tepla z mezichladiče a odpadního tepla spalin za regenerací)

5.1. Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí bez regenerace



Obrázek 19 - Schéma zapojení 1. varianty

Tabulka 2 - Teploty a entalpie v 1. zapojení

Body	Teplota[°C]	Entalpie [kJ/m³ _N]	
		Vzduch	Spaliny
1	15	19,587	-
2	190	251,607	-
3	800	1109,543	1195,587
4	519	705,059	751,994
5	150	197,965	208,139

Postup výpočtu:

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}}$$

$$\varepsilon_{plk} = \frac{100000 \cdot 4}{100000 + 5000}$$

$$\varepsilon_{plk} = 3,809$$

Teplota plynu po kompresi:

Adiabatická:

$$T_{2pl,IZE} = T_{1pl} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = (15 + 273,15) \cdot 4^{\left(\frac{1,3-1}{1,3}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = 392,34 \text{ K} = 119,2 \text{ °C}$$

Skutečná:

$$T_{2pl} = T_{1pl} + \frac{(T_{2pl,IZE} - T_{1pl})}{\eta_{VNplk}}$$

$$T_{2pl} = (15 + 273,15) + \frac{(392,34 - (15 + 273,15))}{0,9}$$

$$T_{2pl} = 403,91 \text{ K} = 130,76 \text{ °C}$$

Práce plynového kompresoru na $1m_N^3$ plynu:

$$A_{VNplk} = \frac{i_{pl2} - i_{pl1}}{\eta_{mk}}$$

$$A_{VNplk} = \frac{217614,1 - 22704}{0,95}$$

$$A_{VNplk} = 205168,5 \text{ J/m}^3 = 205,168 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota plynu za kompresorem:

Adiabatická:

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2IZE} = (15 + 273,15) \cdot 4^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2IZE} = 428,18 \text{ K} = 155,03 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečná:

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE,VNK}}$$

$$T_2 = (15 + 273,15) + \frac{(428,18 - (15 + 273,15))}{0,8}$$

$$T_2 = 463,19 \text{ K} = 190,04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Určení přebytku vzduchu:

$$n = \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt} \cdot i_{3vz} - V_{spt}^V \cdot i_{3sp}}{V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{2vz} \cdot \eta_{sk})}$$

$$n = \frac{35771000 \cdot 0,95 + 217614,1 \cdot 0,95 + 9,505 \cdot 1109543 - 10,51 \cdot 1195587}{9,505 \cdot (1109543 - 251606,9 \cdot 0,95)}$$

$$n = 3,88$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 m_N³ plynu:

$$A_{VNK} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2vz} - i_{1vz})$$

$$A_{VNK} = 3,88 \cdot 9,505 \cdot (251606,9 - 19587,27)$$

$$A_{VNK} = 8674243,662 \text{ J/m}^3 = 8674,243 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin na výstupu z turbíny:

Adiabatická:

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = \frac{(800 + 273,15)}{4^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = 722,17 \text{ K} = 449,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná:

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE.VNT}$$

$$T_4 = (800 + 273,15) - ((800 + 273,15) - 722,17) \cdot 0,8$$

$$T_4 = 792,37 \text{ K} = 519,22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vnitřní práce turbíny:

$$A_{VNT} = V_{spt}^V \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{4vz})$$

$$A_{VNT} = 10,51 \cdot (1195587,1 - 751993,5) + (3,88 - 1) \cdot 9,505 \cdot (1109543 - 705059)$$

$$A_{VNT} = 15765170,6 \text{ J/m}^3 = 15765,171 \text{ kJ/m}^3$$

Vnitřní práce agregátu:

$$A_{ag} = A_{VNT} - A_{VNK}$$

$$A_{ag} = 15765170,6 - 8674243,662$$

$$A_{ag} = 7190926,931 \text{ J/m}^3 = 7190,926 \text{ kJ/m}^3$$

Práce generátoru:

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

$$A_g = 7190926,931 \cdot 0,96 \cdot 0,95$$

$$A_g = 6558126,367 \text{ J/m}^3 = 6558,126 \text{ kJ/m}^3$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = \frac{6558126,367}{35771000} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = 18,33 \%$$

Spotřeba plynu:

$$\dot{V} = \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}} \cdot 100$$

$$\dot{V} = \frac{200000}{35771000 \cdot 18,33} \cdot 100$$

$$\dot{V} = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{plk} = A_{plk} \cdot \dot{V}$$

$$P_{plk} = 205168,5 \cdot 0,03$$

$$P_{plk} = 6256,92 \text{ W}$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sít} = P_{el} - P_{plk}$$

$$P_{sít} = 200000 - 6256,92$$

$$P_{sít} = 193743,07 \text{ W} = 193,743 \text{ kW}$$

Tepelný výkon kotle:

Volím teplotu $t_5 = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$P_k = [V_{sp}^v \cdot (i_{4sp} - i_{5sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{4vz} - i_{5vz})] \cdot \dot{V} \cdot \frac{100 - \xi_{ck}}{100}$$

$$P_k = [10,51 \cdot (751993,5 - 208139) + (3,88 - 1) \cdot 9,505 \cdot (705059 - 197965)] \cdot 0,03 \cdot \frac{100 - 1,1}{100}$$

$$P_k = 592228,97\text{ W} = 592,228\text{ kW}$$

Čistá účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el.sít} = \frac{P_{sít}}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_{el.sít} = \frac{193743,07}{0,03 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_{el.sít} = 17,76\text{ \%}$$

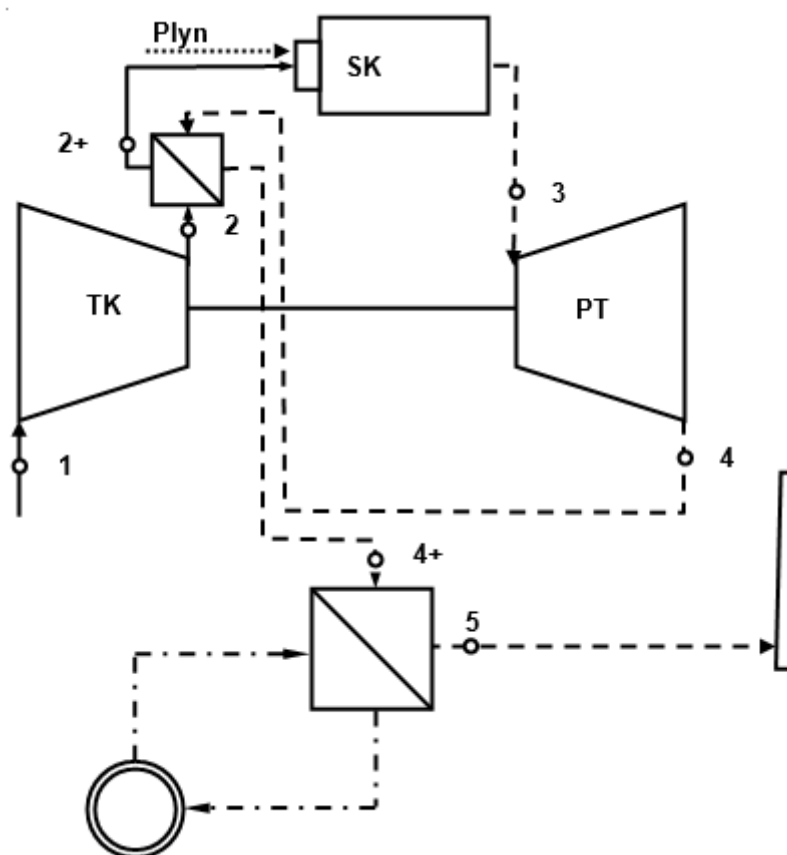
Celková účinnost jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_{sít} + P_k}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_c = \frac{193743,07 + 592228,97}{0,03 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_c = 72,04\text{ \%}$$

5.2. Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí s regenerací tepla



Obrázek 20 - Schéma zapojení 2. varianty

Tabulka 3 - Teploty a entalpie ve 2. zapojení

Body	Teplota[°C]	Entalpie [kJ/m ³ _N]	
		Vzduchu	Spalin
1	15	19,587	-
2	190	251,607	-
2+	489	662,805	-
3	800	1109,543	1195,587
4	519	705,059	751,994
4+	220	292,006	307,873
5	150	197,965	208,139

Postup výpočtu:

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}}$$

$$\varepsilon_{plk} = \frac{100000 \cdot 4}{100000 + 5000}$$

$$\varepsilon_{plk} = 3,809$$

Teplota plynu po kompresi:

Adiabatická:

$$T_{2pl,IZE} = T_{1pl} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = (15 + 273,15) \cdot 4^{\left(\frac{1,3-1}{1,3}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = 392,34 \text{ K} = 119,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečná:

$$T_{2pl} = T_{1pl} + \frac{(T_{2pl,IZE} - T_{1pl})}{\eta_{VNplk}}$$

$$T_{2pl} = (15 + 273,15) + \frac{(392,34 - (15 + 273,15))}{0,9}$$

$$T_{2pl} = 403,91 \text{ K} = 130,76 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Práce plynového kompresoru na $1m_N^3$ plynu:

$$A_{VNplk} = \frac{i_{pl2} - i_{pl1}}{\eta_{mk}}$$

$$A_{VNplk} = \frac{217614,1 - 22704}{0,95}$$

$$A_{VNplk} = 205168,5 \text{ J/m}^3 = 205,168 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota plynu za kompresorem:

Adiabatická:

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2IZE} = (15 + 273,15) \cdot 4^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2IZE} = 428,18 \text{ K} = 155,03 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná:

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE,VNK}}$$

$$T_2 = (15 + 273,15) + \frac{(428,18 - (15 + 273,15))}{0,8}$$

$$T_2 = 463,19 \text{ K} = 190,04 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Výpočet regeneračního ohřevu vzduchu:

Teplota spalín za regeneračním ohříváčem:

$$t_{4+} = t_2 + 30$$

$$t_{4+} = (463,19 - 273,15) + 30$$

$$t_{4+} = 220,04 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota vzduchu za regeneračním ohříváčem:

$$t_{2+} = t_4 - 30$$

$$t_{2+} = 519,22 - 30$$

$$t_{2+} = 489,22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Určení přebytku vzduchu:

$$n = \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt} \cdot i_{3vz} - V_{spt}^V \cdot i_{3sp}}{V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{2+vz} \cdot \eta_{sk})}$$

$$n = \frac{35771000 \cdot 0,95 + 217614,1 \cdot 0,95 + 9,505 \cdot 1109543 - 10,51 \cdot 1195587}{9,505 \cdot (1109543 - 662805 \cdot 0,95)}$$

$$n = 7,05$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 m_N³ plynu:

$$A_{VNk} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2vz} - i_{1vz})$$

$$A_{VNk} = 7,05 \cdot 9,505 \cdot (251606,9 - 19587,27)$$

$$A_{VNk} = 15553995 \text{ J/m}^3 = 15553,995 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalín na výstupu z turbíny:

Adiabatická:

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = \frac{(800 + 273,15)}{4^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = 722,17 \text{ K} = 449,02 \text{ °C}$$

Skutečná:

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE.VNT}$$

$$T_4 = (800 + 273,15) - ((800 + 273,15) - 722,17) \cdot 0,8$$

$$T_4 = 792,37 \text{ K} = 519,22 \text{ °C}$$

Vnitřní práce turbíny:

$$A_{VNT} = V_{spt}^V \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{4vz})$$

$$A_{VNT} = 10,51 \cdot (1195587,1 - 751993,5) + (7,05 - 1) \cdot 9,505 \cdot (1109543 - 705059)$$

$$A_{VNT} = 27933084 \text{ J/m}^3 = 27933,084 \text{ kJ/m}^3$$

Vnitřní práce agregátu:

$$A_{ag} = A_{VNT} - A_{V NK}$$

$$A_{ag} = 27933084 - 15553995$$

$$A_{ag} = 12379089 \text{ J/m}^3 = 12379,089 \text{ kJ/m}^3$$

Práce generátoru:

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

$$A_g = 12379089 \cdot 0,96 \cdot 0,95$$

$$A_g = 11289730 \text{ J/m}^3 = 11289,730 \text{ kJ/m}^3$$

Teplo přivedené regenerací:

$$Q_{reg} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2+vz} - i_{2vz})$$

$$Q_{reg} = 7,05 \cdot 9,505 \cdot (662805 - 251606,9)$$

$$Q_{reg} = 27565660 \text{ J/m}^3 = 27565,66 \text{ kJ/m}^3$$

Celkové přiveden teplo:

$$Q_c = V_{spt}^V \cdot i_{3sp} + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot i_{3vz} - n \cdot V_{vzt} \cdot i_{2vz}$$

$$Q_c = 10,51 \cdot 1195587 + (7,15 - 1) \cdot 9,505 \cdot 1109543 - 7,05 \cdot 9,505 \cdot 251606,9$$

$$Q_c = 59533207 \text{ J/m}^3 = 59533,207 \text{ kJ/m}^3$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_c - Q_{reg}} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = \frac{11289730}{59533207 - 27565660} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = 35,31 \%$$

Spotřeba plynu:

$$\dot{V} = \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}} \cdot 100$$

$$\dot{V} = \frac{200000}{35771000 \cdot 35,31} \cdot 100$$

$$\dot{V} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{plk} = A_{plk} \cdot \dot{V}$$

$$P_{plk} = 205168,5 \cdot 0,015$$

$$P_{plk} = 3248,14 \text{ W}$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sít} = P_{el} - P_{plk}$$

$$P_{sít} = 200000 - 3248,14$$

$$P_{sít} = 196751,9 \text{ W} = 196,751 \text{ kW}$$

Tepelný výkon kotle:

Volím teplotu $t_5 = 150 \text{ °C}$

$$P_k = [V_{sp}^v \cdot (i_{4+sp} - i_{5sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{4+vz} - i_{5vz})] \cdot \dot{V} \cdot \frac{100 - \xi_{ck}}{100}$$

$$P_k = [10,51 \cdot (307873,5 - 208139) + (7,05 - 1) \cdot 9,505 \cdot (292006,1 - 197965)] \\ \cdot 0,015 \cdot \frac{100 - 1,1}{100}$$

$$P_k = 101125,5 \text{ W} = 101,125 \text{ kW}$$

Čistá účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el.sít} = \frac{P_{sít}}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_{el.sít} = \frac{196751,9}{0,015 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_{el.sít} = 34,74 \%$$

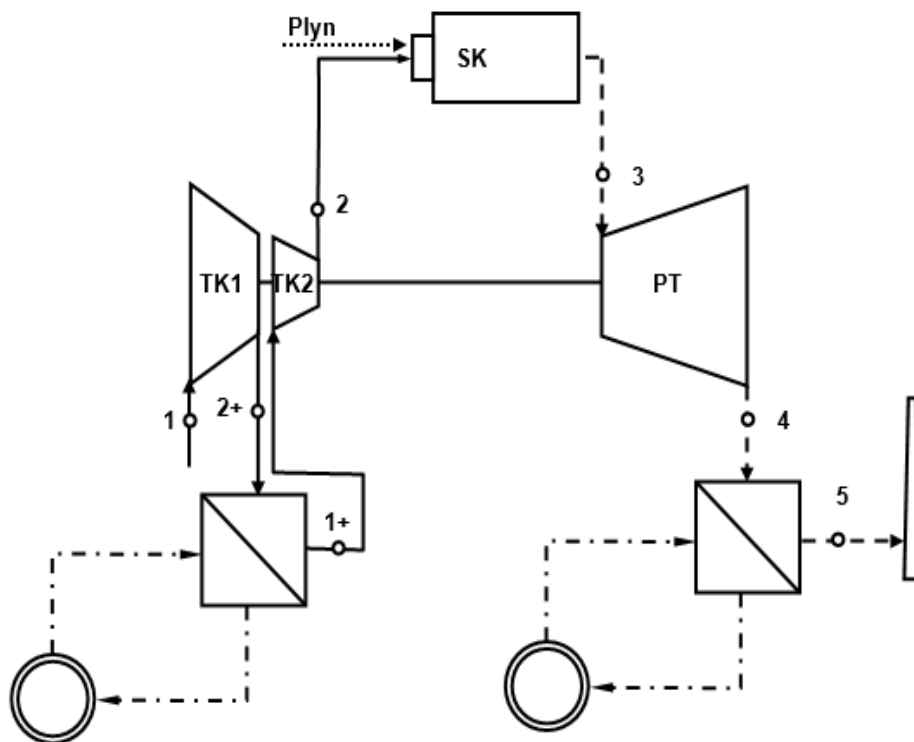
Celková účinnost jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_{sít} + P_k}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_c = \frac{196751,9 + 101125,5}{0,015 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_c = 52,59 \%$$

5.3. Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a využitím tepla z mezichladiče a odpadního tepla spalin



Obrázek 21 - Schéma zapojení 3. varianty

Tabulka 4 - Teploty a entalpie ve 3. zapojení

Body	Teplota[°C]	Entalpie [kJ/m³ _N]	
		Vzduchu	Spalin
1	15	19,587	-
2+	94	123,363	-
1+	30	39,221	-
2	113	148,692	-
3	800	1109,543	1195,587
4	519	705,059	751,994
5	150	197,965	208,139

Postup výpočtu:

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}}$$

$$\varepsilon_{plk} = \frac{100000 \cdot 4}{100000 + 5000}$$

$$\varepsilon_{plk} = 3,809$$

Teplota plynu po kompresi:

Adiabatická:

$$T_{2pl,IZE} = T_{1pl} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = (15 + 273,15) \cdot 4^{\left(\frac{1,3-1}{1,3}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = 392,34 \text{ K} = 119,2 \text{ °C}$$

Skutečná:

$$T_{2pl} = T_{1pl} + \frac{(T_{2pl,IZE} - T_{1pl})}{\eta_{VNplk}}$$

$$T_{2pl} = (15 + 273,15) + \frac{(392,34 - (15 + 273,15))}{0,9}$$

$$T_{2pl} = 403,91 \text{ K} = 130,72 \text{ °C}$$

Práce plynového kompresoru na $1m_N^3$ plynu:

$$A_{VNplk} = \frac{i_{pl2} - i_{pl1}}{\eta_{mk}}$$

$$A_{VNplk} = \frac{217614,1 - 22704}{0,95}$$

$$A_{VNplk} = 205168,5 \text{ J/m}^3 = 205,168 \text{ kJ/m}^3$$

Určení dílčího kompresního poměru:

Kompresa je rozdělená na dva stupně a teplo z mezichladiče využito pro přípravu teplé vody. Předpokládané ochlazení vzduchu v mezichladiči $t_{1+} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon}$$

$$\varepsilon_i = \sqrt{4}$$

$$\varepsilon_i = 2$$

Teplota plynu za prvním stupněm kompresoru:

Adiabatická:

$$T_{2+ IZE} = T_1 \cdot \varepsilon_i^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2+ IZE} = (15 + 273,15) \cdot 2^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2+ IZE} = 351,25 \text{ K} = 78,11 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečná:

$$T_{2+} = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE,VNK}}$$

$$T_{2+} = (15 + 273,15) + \frac{(351,25 - (15 + 273,15))}{0,8}$$

$$T_{2+} = 367,03 \text{ K} = 93,88 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota plynu za druhým stupněm kompresoru:

Adiabatická:

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon_i^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2IZE} = (30 + 273,15) \cdot 2^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2IZE} = 369,54 \text{ K} = 96,39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná:

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE,VNK}}$$

$$T_2 = (15 + 273,15) + \frac{(369,54 + (15 + 273,15))}{0,8}$$

$$T_2 = 386,14 \text{ K} = 112,99 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Určení přebytku vzduchu:

$$n = \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt} \cdot i_{3vz} - V_{spt}^V \cdot i_{3sp}}{V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{2vz} \cdot \eta_{sk})}$$

$$n = \frac{35771000 \cdot 0,95 + 217614,1 \cdot 0,95 + 9,505 \cdot 1109543 - 10,51 \cdot 1195587}{9,505 \cdot (1109543 - 148691,7 \cdot 0,95)}$$

$$n = 3,49$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 m_N³ plynu:

$$A_{VNK} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2+vz} - i_{1vz}) + (i_{2vz} - i_{1+vz})$$

$$A_{VNK} = 3,49 \cdot 9,505 \cdot (123363,2 - 19587,27) + (148691,7 - 39221,03)$$

$$A_{VNK} = 7084783,984 \text{ J/m}^3 = 7084,783 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalín na výstupu z turbíny:

Adiabatická:

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = \frac{(800 + 273,15)}{4^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = 722,17 \text{ K} = 449,02 \text{ °C}$$

Skutečná:

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE.VNT}$$

$$T_4 = (800 + 273,15) - ((800 + 273,15) - 722,17) \cdot 0,8$$

$$T_4 = 792,37 \text{ K} = 519,22 \text{ °C}$$

Vnitřní práce turbíny:

$$A_{VNT} = V_{spt}^V \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{4vz})$$

$$A_{VNT} = 10,51 \cdot (1195587,1 - 751993,5) + (3,49 - 1) \cdot 9,505 \cdot (1109543 - 705059)$$

$$A_{VNT} = 14255883,79 \text{ J/m}^3 = 14255,883 \text{ kJ/m}^3$$

Vnitřní práce agregátu:

$$A_{ag} = A_{VNT} - A_{VNK}$$

$$A_{ag} = 14255883,79 - 7084783,984$$

$$A_{ag} = 7171099,803 \text{ J/m}^3 = 7171,099 \text{ kJ/m}^3$$

Práce generátoru:

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

$$A_g = 7171099,803 \cdot 0,96 \cdot 0,95$$

$$A_g = 65400043,02 \text{ J/m}^3 = 65400,043 \text{ kJ/m}^3$$

Celkové přiveden teplo:

$$Q_c = V_{spt}^V \cdot i_{3sp} + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot i_{3vz} - n \cdot V_{vzt} \cdot i_{2vz}$$

$$Q_c = 10,51 \cdot 1195587 + (3,49 - 1) \cdot 9,505 \cdot 1109543 - 3,49 \cdot 9,505 \cdot 148691,7$$

$$Q_c = 33942181,05 \text{ J/m}^3 = 33942,181 \text{ kJ/m}^3$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_c} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = \frac{65400043,02}{33942181,05} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = 19,26 \%$$

Spotřeba plynu:

$$\dot{V} = \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}} \cdot 100$$

$$\dot{V} = \frac{200000}{35771000 \cdot 19,26} \cdot 100$$

$$\dot{V} = 0,029 \text{ m}^3/\text{s}$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{plk} = A_{plk} \cdot \dot{V}$$

$$P_{plk} = 205168,5 \cdot 0,029$$

$$P_{plk} = 5953,45 \text{ W}$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sít} = P_{el} - P_{plk}$$

$$P_{sít} = 200000 - 5953,45$$

$$P_{sít} = 194046.54 \text{ W} = 194,046 \text{ kW}$$

Tepelný výkon kotle:

Volím teplotu $t_5 = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$P_k = [V_{sp}^v \cdot (i_{4sp} - i_{5sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{4vz} - i_{5vz})] \cdot \dot{V} \cdot \frac{100 - \xi_{ck}}{100}$$

$$P_k = [10,51 \cdot (751993,5 - 208139) + (3,49 - 1) \cdot 9,505 \cdot (705059 - 197965)] \cdot 0,029 \cdot \frac{100 - 1,1}{100}$$

$$P_k = 509202,81\text{ W} = 509,202\text{ kW}$$

Tepelný výkon mezichladiče vzduchu:

$$P_{mch} = n \cdot V_{vzt}^v \cdot (i_{2+vz} - i_{1+vz}) \cdot \dot{V} \cdot \frac{100 - \xi_{ck}}{100}$$

$$P_{mch} = 3,49 \cdot 9,505 \cdot (123363,2 - 39221,03) \cdot 0,029 \cdot \frac{100 - 1,1}{100}$$

$$P_{mch} = 80225,55\text{ W} = 80,225\text{ kW}$$

Čistá účinnost výroby elektrické jednotky:

$$\eta_{el-sit} = \frac{P_{sit}}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_{el-sit} = \frac{194046,54}{0,029 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_{el-sit} = 18,69\%$$

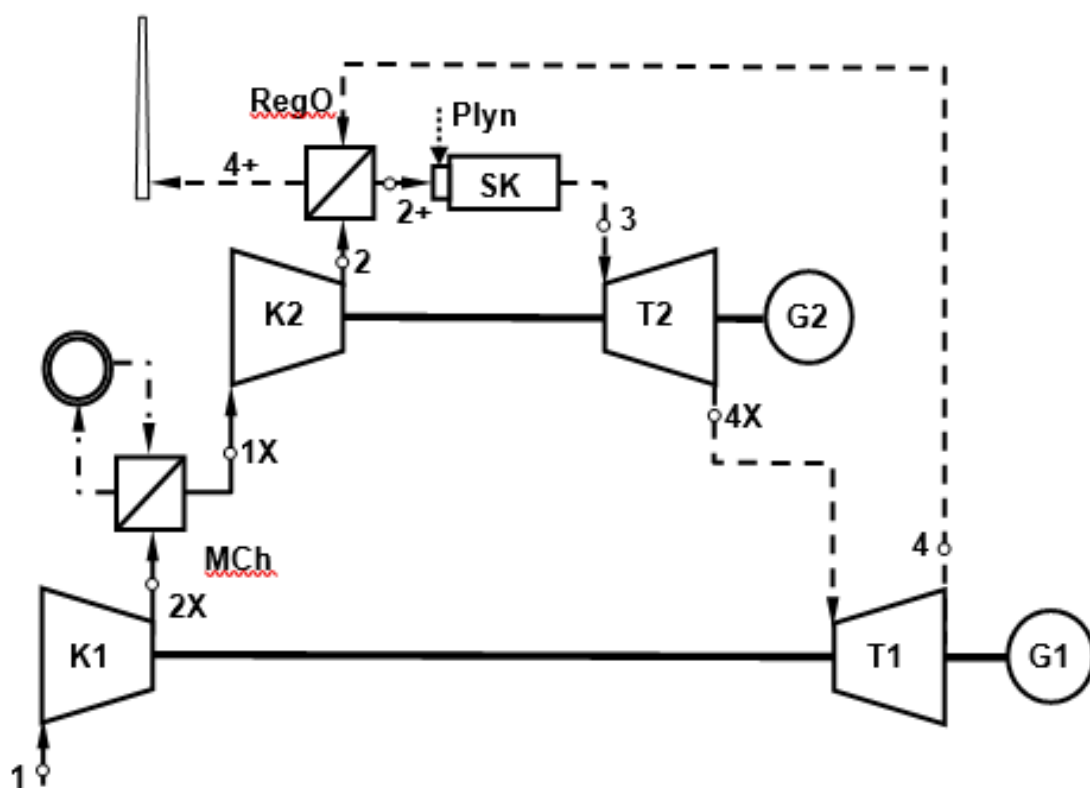
Celková účinnost jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_{sit} + P_{mch} + P_k}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_c = \frac{194046,54 + 80225,55 + 509202,81}{0,029 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_c = 75,48\%$$

5.4. Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu, s mezichlazením a regenerací tepla spalín a využitím tepla z mezichladiče



Obrázek 22 - Schéma zapojení 4. varianty

Tabulka 5 - Teploty a entalpie ve 4. zapojení

Body	Teplota[°C]	Entalpie [kJ/m ³ _N]	
		Vzduchu	Spalin
1	15	19,587	-
2x	94	123,363	-
1x	30	39,221	-
2	113	148,692	-
2+	489	662,805	706,131
3	800	1109,543	1195,587
4	519	705,059	751,994

Postup výpočtu:

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}}$$

$$\varepsilon_{plk} = \frac{100000 \cdot 4}{100000 + 5000}$$

$$\varepsilon_{plk} = 3,809$$

Teplota plynu po kompresi:

Adiabatická:

$$T_{2pl,IZE} = T_{1pl} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = (15 + 273,15) \cdot 4^{\left(\frac{1,3-1}{1,3}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = 392,34 \text{ K} = 119,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná:

$$T_{2pl} = T_{1pl} + \frac{(T_{2pl,IZE} - T_{1pl})}{\eta_{VNplk}}$$

$$T_{2pl} = (15 + 273,15) + \frac{(392,34 - (15 + 273,15))}{0,9}$$

$$T_{2pl} = 403,91 \text{ K} = 130,72 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Práce plynového kompresoru na $1m_N^3$ plynu:

$$A_{VNplk} = \frac{i_{pl2} - i_{pl1}}{\eta_{mk}}$$

$$A_{VNplk} = \frac{217614,1 - 22704}{0,95}$$

$$A_{VNplk} = 205168,5 \text{ J/m}^3 = 205,168 \text{ kJ/m}^3$$

Určení dílčího kompresního poměru:

Kompresce je rozdělená na dva stupně a teplo z mezichladiče využito pro přípravu teplé vody. Předpokládané ochlazení vzduchu v mezichladiči je na 30 °C.

$$\varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon}$$

$$\varepsilon_i = \sqrt{4}$$

$$\varepsilon_i = 2$$

Teplota plynu za prvním stupněm kompresoru:

Adiabatická:

$$T_{2x\ IZE} = T_1 \cdot \varepsilon_i^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2x\ IZE} = (15 + 273,15) \cdot 2^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2x\ IZE} = 351,25\ K = 78,11\ ^\circ C$$

Skutečná:

$$T_{2x} = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE,VNK}}$$

$$T_{2x} = (15 + 273,15) + \frac{(351,25 - (15 + 273,15))}{0,8}$$

$$T_{2x} = 367,03\ K = 93,88\ ^\circ C$$

Teplota plynu za druhým stupněm kompresoru:

Adiabatická:

$$T_{2\ IZE} = T_1 \cdot \varepsilon_i^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2\ IZE} = (30 + 273,15) \cdot 2^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2\ IZE} = 369,54\ K = 96,39\ ^\circ C$$

Skutečná:

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE,VNK}}$$

$$T_2 = (15 + 273,15) + \frac{(369,54 + (15 + 273,15))}{0,8}$$

$$T_2 = 386,14 \text{ K} = 112,99 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Výpočet regeneračního ohřevu vzduchu:

Teplota spalin za regeneračním ohříváčem:

$$t_{4+} = t_2 + 30$$

$$t_{4+} = 112,99 + 30$$

$$t_{4+} = 142,99 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota vzduchu za regeneračním ohříváčem:

$$t_{2+} = t_4 - 30 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$t_{2+} = 519,22 - 30$$

$$t_{2+} = 489,22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Určení přebytku vzduchu:

$$n = \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt} \cdot i_{3vz} - V_{spt}^V \cdot i_{3sp}}{V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{2+vz} \cdot \eta_{sk})}$$

$$n = \frac{35771000 \cdot 0,95 + 217614,1 \cdot 0,95 + 9,505 \cdot 1109543 - 10,51 \cdot 1195587}{9,505 \cdot (1109543 - 662805,05 \cdot 0,95)}$$

$$n = 7,05$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 m_N³ plynu:

$$A_{VNk} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2xvz} - i_{1vz}) + (i_{2vz} - i_{1xvz})$$

$$A_{VNk} = 7,05 \cdot 9,505 \cdot (123363,2 - 19587,27) + (148691,7 - 39221,03)$$

$$A_{VNk} = 14295501,2 \text{ J/m}^3 = 14295,501 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalín na výstupu z turbíny:

Adiabatická:

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = \frac{(800 + 273,15)}{4^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = 722,17 \text{ K} = 449,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná:

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE.VNT}$$

$$T_4 = (800 + 273,15) - ((800 + 273,15) - 722,17) \cdot 0,8$$

$$T_4 = 792,37 \text{ K} = 519,22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vnitřní práce turbíny:

$$A_{VNT} = V_{spt}^V \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{4vz})$$

$$A_{VNT} = 10,51 \cdot (1195578,1 - 751993,5) + (7,05 - 1) \cdot 9,505 \cdot (1109543 - 705059)$$

$$A_{VNT} = 27933084,07 \text{ J/m}^3 = 27933,084 \text{ kJ/m}^3$$

Vnitřní práce agregátu:

$$A_{ag} = A_{VNT} - A_{VNK}$$

$$A_{ag} = 27933084,07 - 14295501,2$$

$$A_{ag} = 13637582,87 \text{ J/m}^3 = 13637,582 \text{ kJ/m}^3$$

Práce generátoru:

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

$$A_g = 13637582,87 \cdot 0,96 \cdot 0,95$$

$$A_g = 12437475,58 \text{ J/m}^3 = 12437,475 \text{ kJ/m}^3$$

Teplo přivedené regenerací:

$$Q_{reg} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2+vz} - i_{2vz})$$

$$Q_{reg} = 7,05 \cdot 9,505 \cdot (662805,05 - 148691,67)$$

$$Q_{reg} = 34464829,78 \text{ J/m}^3 = 34464,829 \text{ kJ/m}^3$$

Celkové přiveden teplo:

$$Q_c = V_{spt}^V \cdot i_{2sp} + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot i_{3vz} - n \cdot V_{vzt} \cdot i_{2vz}$$

$$Q_c = 10,51 \cdot 156100 + (7,05 - 1) \cdot 9,505 \cdot 1109543 - 7,05 \cdot 9,505 \cdot 148691,7$$

$$Q_c = 66432376,47 \text{ J/m}^3 = 66432,376 \text{ kJ/m}^3$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_c - Q_{reg}} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = \frac{12437475,58}{66432376,47 - 34464829,78} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = 38,9 \%$$

Spotřeba plynu:

$$\dot{V} = \frac{P_{el}}{(Q_i^r + Q_{reg}) \cdot \eta_{el}} \cdot 100$$

$$\dot{V} = \frac{200000}{(35771000 + 34464829,78) \cdot 38,9} \cdot 100$$

$$\dot{V} = 0,014 \text{ m}^3/\text{s}$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{plk} = A_{plk} \cdot \dot{V}$$

$$P_{plk} = 205168,5 \cdot 0,014$$

$$P_{plk} = 2948,4 \text{ W}$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sít} = P_{el} - P_{plk}$$

$$P_{sít} = 200000 - 2948,4$$

$$P_{sít} = 197051,55 \text{ W} = 197,051 \text{ kW}$$

Tepelný výkon mezichladiče vzduchu:

$$P_{mch} = n \cdot V_{vzt}^v \cdot (i_{2xvz} - i_{1xvz}) \cdot \dot{V} \cdot \frac{100 - \xi_{ck}}{100}$$

$$P_{mch} = 7,05 \cdot 9,505 \cdot (123363,2 - 39221,03) \cdot 0,014 \cdot \frac{100 - 1,1}{100}$$

$$P_{mch} = 80168,44 \text{ W} = 80,168 \text{ kW}$$

Čistá účinnost výroby elektrické jednotky:

$$\eta_{el-sít} = \frac{P_{sít}}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_{el-sít} = \frac{197051,55}{0,014 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_{el-sít} = 38,33 \%$$

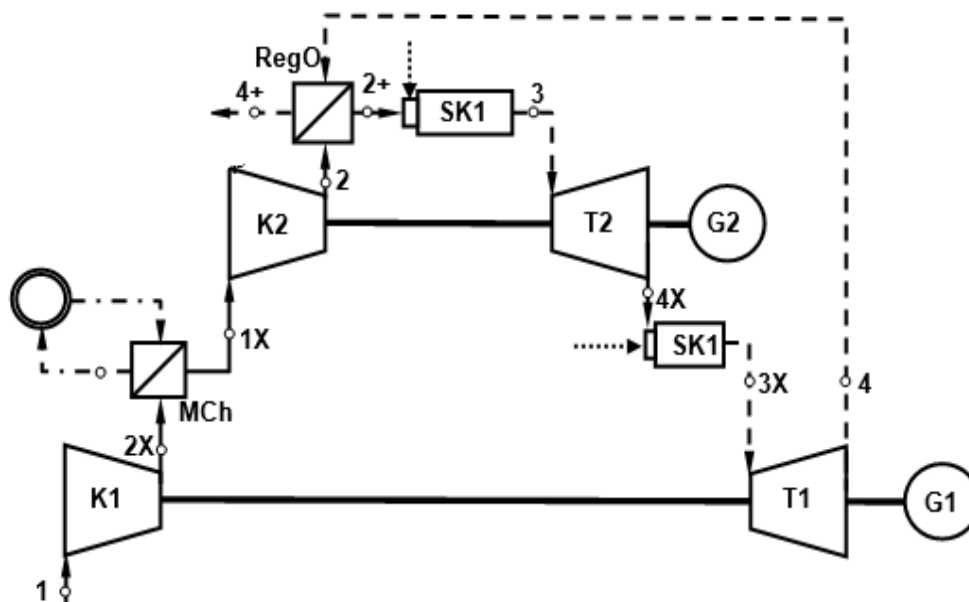
Celková účinnost jednotky:

$$\eta_C = \frac{P_{sít} + P_{mch}}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_C = \frac{197051,55 + 80168,44}{0,014 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_C = 53,92 \%$$

5.5. Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením, dělenou expanzí, s mezipřihřevem spalin a regenerací tepla spalin s využitím tepla z mezichladiče



Obrázek 23 - Schéma zapojení 5. varianty

Tabulka 6 - Teploty a entalpie v 5. zapojení

		Entalpie [kJ/m³ _N]	
Body	Teplota[°C]	Vzduchu	Spalin
1	15	19,587	-
2x	94	123,363	-
1x	30	39,221	-
2	113	148,692	-
2+	616	842,285	-
3	800	1109,543	1195,587
4x	646	885,323	948,690
3x	800	1109,543	1195,587
4	646	885,323	948,690

Postup výpočtu:

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}}$$

$$\varepsilon_{plk} = \frac{100000 \cdot 4}{100000 + 5000}$$

$$\varepsilon_{plk} = 3,809$$

Teplota plynu po kompresi:

Adiabatická:

$$T_{2pl,IZE} = T_{1pl} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = (15 + 273,15) \cdot 4^{\left(\frac{1,3-1}{1,3}\right)}$$

$$T_{2pl,IZE} = 392,34 \text{ K} = 119,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná:

$$T_{2pl} = T_{1pl} + \frac{(T_{2pl,IZE} - T_{1pl})}{\eta_{VNplk}}$$

$$T_{2pl} = (15 + 273,15) + \frac{(392,34 - (15 + 273,15))}{0,9}$$

$$T_{2pl} = 403,91 \text{ K} = 130,72 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Práce plynového kompresoru na $1m_N^3$ plynu:

$$A_{VNplk} = \frac{i_{pl2} - i_{pl1}}{\eta_{mk}}$$

$$A_{VNplk} = \frac{217614,1 - 22704}{0,95}$$

$$A_{VNplk} = 205168,5 \text{ J/m}^3 = 205,168 \text{ kJ/m}^3$$

Určení dílčího kompresního poměru:

Kompresa je rozdělená na dva stupně a teplo z mezichladiče využito pro přípravu teplé vody. Předpokládané ochlazení vzduchu v mezichladiči je na 30 °C.

$$\varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon}$$

$$\varepsilon_i = \sqrt{4}$$

$$\varepsilon_i = 2$$

Teplota plynu za prvním stupněm kompresoru:

Adiabatická:

$$T_{2+ IZE} = T_1 \cdot \varepsilon_i^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2+ IZE} = (15 + 273,15) \cdot 2^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2+ IZE} = 351,25 \text{ K} = 78,11 \text{ °C}$$

Skutečná:

$$T_{2+} = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE,VNK}}$$

$$T_{2+} = (15 + 273,15) + \frac{(351,25 - (15 + 273,15))}{0,8}$$

$$T_{2+} = 367,03 \text{ K} = 93,88 \text{ °C}$$

Teplota plynu za druhým stupněm kompresoru:

Adiabatická:

$$T_{2 IZE} = T_1 \cdot \varepsilon_i^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

$$T_{2 IZE} = (30 + 273,15) \cdot 2^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2 IZE} = 369,54 \text{ K} = 96,39 \text{ °C}$$

Skutečná:

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE,VNK}}$$

$$T_2 = (15 + 273,15) + \frac{(369,54 + (15 + 273,15))}{0,8}$$

$$T_2 = 386,14 \text{ K} = 112,99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výpočet regeneračního ohřevu vzduchu:

Teplota spalín za regeneračním ohříváčem:

$$t_{4+} = t_2 + 30$$

$$t_{4+} = 112,99 + 30$$

$$t_{4+} = 142,99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota vzduchu za regeneračním ohříváčem:

$$t_{2+} = t_4 - 30 \text{ [} ^\circ\text{C]}$$

$$t_{2+} = 645,75 - 30$$

$$t_{2+} = 615,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Určení přebytku vzduchu:

$$n = \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt} \cdot i_{3vz} - V_{spt}^V \cdot i_{3sp}}{V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{2+vz} \cdot \eta_{sk})} \quad (1)$$

$$n = \frac{35771000 \cdot 0,95 + 217614,1 \cdot 0,95 + 9,505 \cdot 1109543 - 10,51 \cdot 1195587}{9,505 \cdot (1109543 - 842284,8 \cdot 0,95)}$$

$$n = 10,93$$

Vnitřní práce prvního stupně vzduchového kompresoru K1 na 1 m_N^3 plynu:

$$A_{VNk1} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2xvz} - i_{1vz})$$

$$A_{VNk1} = 10,93 \cdot 9,505 \cdot (123363,2 - 19587,27)$$

$$A_{VNk1} = 10791048,87 \text{ J/m}^3 = 10791,048 \text{ kJ/m}^3$$

Vnitřní práce druhého stupně vzduchového kompresoru K2 na 1 m_N^3 plynu:

$$A_{VNk2} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2vz} - i_{1xvz})$$

$$A_{VNk2} = 10,93 \cdot 9,505 \cdot (148691,7 - 39221,03)$$

$$A_{VNk2} = 11383202,41\text{ J/m}^3 = 11383,202\text{ kJ/m}^3$$

Celková vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 m_N^3 plynu:

$$A_{VNkC} = A_{VNk1} + A_{VNk2}$$

$$A_{VNkC} = 10791048,87 + 11383202,41$$

$$A_{VNkC} = 22174251,28\text{ J/m}^3 = 22174,251\text{ kJ/m}^3$$

Teplota spalin na výstupu z turbíny VT:

Adiabatická:

$$T_{4xIZE} = \frac{T_3}{\varepsilon_i^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}}$$

$$T_{4xIZE} = \frac{(800 + 273,15)}{2^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}}$$

$$T_{4xIZE} = 880,34\text{ K} = 607,19\text{ °C}$$

Skutečná:

$$T_{4x} = T_3 - (T_3 - T_{4xIZE}) \cdot \eta_{IZE.VNT}$$

$$T_{4x} = (800 + 273,15) - ((800 + 273,15) - 880,34) \cdot 0,8$$

$$T_{4x} = 918,91\text{ K} = 645,75\text{ °C}$$

Teplota spalín na výstupu z turbíny NT:

Adiabatická:

$$T_{4IZE} = \frac{T_{3x}}{\varepsilon_i^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = \frac{(800 + 273,15)}{2^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = 880,34 \text{ K} = 607,19 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná:

$$T_4 = T_{3x} - (T_{3x} - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE.VNT}$$

$$T_4 = (800 + 273,15) - ((800 + 273,15) - 880,34) \cdot 0,8$$

$$T_4 = 918,91 \text{ K} = 645,75 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vnitřní práce turbíny VT:

$$A_{VN,VT} = V_{spt}^V \cdot (i_{3sp} - i_{4xsp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{4xvz})$$

$$A_{VN,VT} = 10,51 \cdot (1195578,1 - 948689,73) + (10,93 - 1) \cdot 9,505 \\ \cdot (1109543 - 885323,2)$$

$$A_{VN,VT} = 23778931,94 \text{ J/m}^3 = 23778,931 \text{ kJ/m}^3$$

Vnitřní práce turbíny NT:

$$A_{VN,NT} = V_{spt}^V \cdot (i_{3xsp} - i_{4sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{3xvz} - i_{4vz})$$

$$A_{VN,NT} = 10,51 \cdot (1195578,1 - 948689,73) + (10,93 - 1) \cdot 9,505 \\ \cdot (1109543 - 885323,2)$$

$$A_{VN,NT} = 23778931,94 \text{ J/m}^3 = 23778,931 \text{ kJ/m}^3$$

Vnitřní práce agregátu:

$$A_{ag} = A_{VN,VT} + A_{VN,NT} - A_{VNkC}$$

$$A_{ag} = 23778931,94 + 23778931,94 - 22174251,28$$

$$A_{ag} = 25383612,61 \text{ J/m}^3 = 25383,612 \text{ kJ/m}^3$$

Práce generátoru:

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

$$A_g = 25383612,61 \cdot 0,96 \cdot 0,95$$

$$A_g = 23149854,7 \text{ J/m}^3 = 23149,854 \text{ kJ/m}^3$$

Teplo přivedené regenerací:

$$Q_{reg} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{2+ vz} - i_{2vz})$$

$$Q_{reg} = 10,93 \cdot 9,505 \cdot (842284,8 - 148691,67)$$

$$Q_{reg} = 72122634,46 \text{ J/m}^3 = 72122,634 \text{ kJ/m}^3$$

Celkové přiveden teplo:

$$Q_c = V_{spt}^V \cdot i_{3sp} + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot i_{3vz} - n \cdot V_{vzt} \cdot i_{2vz} + V_{spt}^V \cdot (i_{3xsp} - i_{4xsp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{3xvz} - i_{4xvz})$$

$$Q_c = 10,51 \cdot 1195587,1 + (10,93 - 1) \cdot 9,505 \cdot 1109543 - 10,93 \cdot 9,505 \cdot 148691,7 + 10,51 \cdot (1195587,1 - 948689,73) + (10,93 - 1) \cdot 9,505 \cdot (1109543 - 885323,2)$$

$$Q_c = 125711539,8 \text{ J/m}^3 = 125711,539 \text{ kJ/m}^3$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_c - Q_{reg}} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = \frac{23149854,7}{125711539,8 - 72122634,46} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = 43,19 \%$$

Spotřeba plynu:

$$\dot{V} = \frac{P_{el}}{(Q_i^r + Q_{reg}) \cdot \eta_{el}} \cdot 100$$

$$\dot{V} = \frac{200000}{(35771000 + 72122634,46) \cdot 43,19} \cdot 100$$

$$\dot{V} = 0,013 \text{ m}^3/\text{s}$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{plk} = A_{plk} \cdot \dot{V}$$

$$P_{plk} = 205168,5 \cdot 0,013$$

$$P_{plk} = 2655,43 \text{ W}$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sít} = P_{el} - P_{plk}$$

$$P_{sít} = 200000 - 2655,43$$

$$P_{sít} = 197344,56 \text{ W} = 197,344 \text{ kW}$$

Tepelný výkon mezichladiče vzduchu:

$$P_{mch} = n \cdot V_{vzt}^v \cdot (i_{2xvz} - i_{1xvz}) \cdot \dot{V} \cdot \frac{100 - \xi_{ck}}{100}$$

$$P_{mch} = 10,93 \cdot 9,505 \cdot (123363,2 - 39221,03) \cdot 0,013 \cdot \frac{100 - 1,1}{100}$$

$$P_{mch} = 111996,01 \text{ W} = 111,996 \text{ kW}$$

Čistá účinnost výroby elektrické jednotky:

$$\eta_{el-sít} = \frac{P_{sít}}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_{el-sít} = \frac{197344,56}{0,013 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_{el-sít} = 42,62 \%$$

Celková účinnost jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_{sít} + P_{mch}}{\dot{V} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_c = \frac{197344,56 + 111996,01}{0,013 \cdot 35771000} \cdot 100$$

$$\eta_c = 66,81 \%$$

6. Porovnání účinností

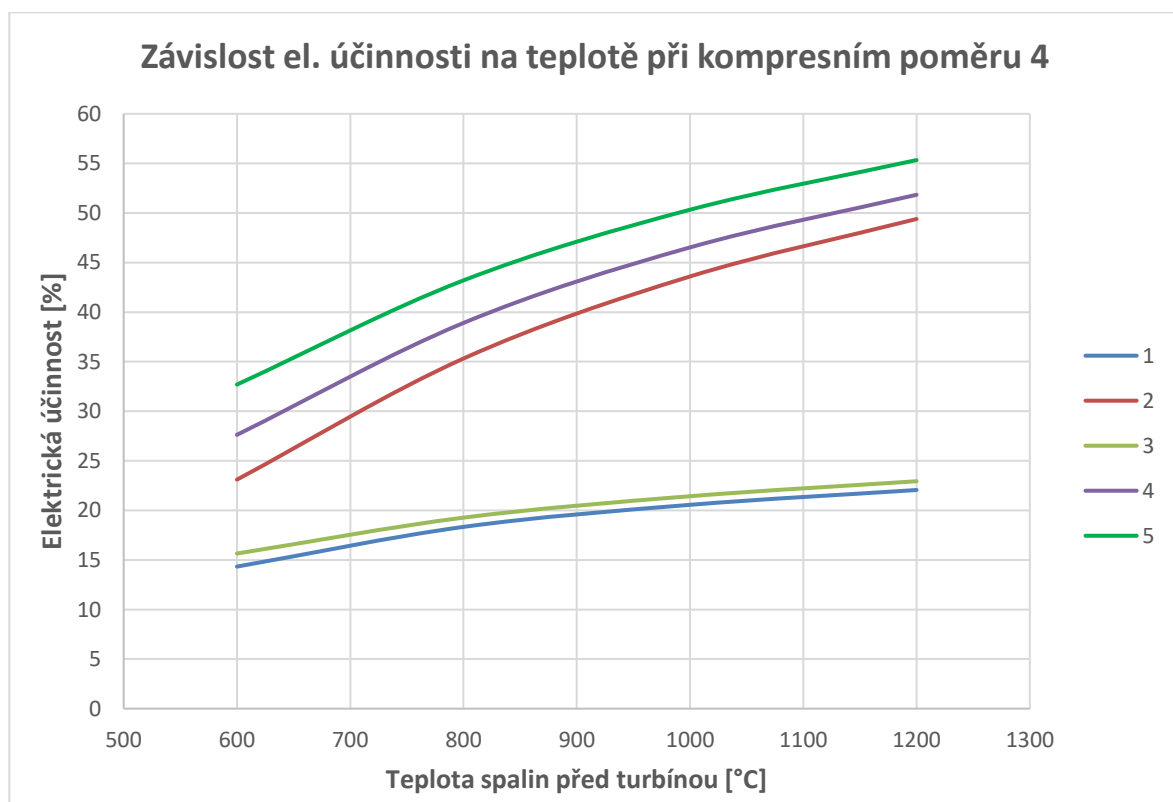
Na následujících grafech jde vidět, jak se mění elektrické a celkové účinnosti při změně teplot spalín před turbínou a kompresních poměrů. Porovnávací grafy mohou sloužit k výběru vhodného uspořádání podle požadavků na výrobu elektrické energie a tepla. Nejvyšší elektrické účinnosti dosahuje poslední zapojení, tj. s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením, dělenou expanzí s mezipřihřevem spalín a s regenerací tepla spalín s využitím tepla z mezichladiče a to až 55 %. Nejvyšší celkové účinnosti dosahuje třetí zapojení tedy, s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a využitím tepla z mezichladiče a odpadního tepla spalín a to až 82 %. Obě uspořádání dosahují těchto hodnot při teplotě spalín před turbínou 1200 °C a kompresním poměru 4.

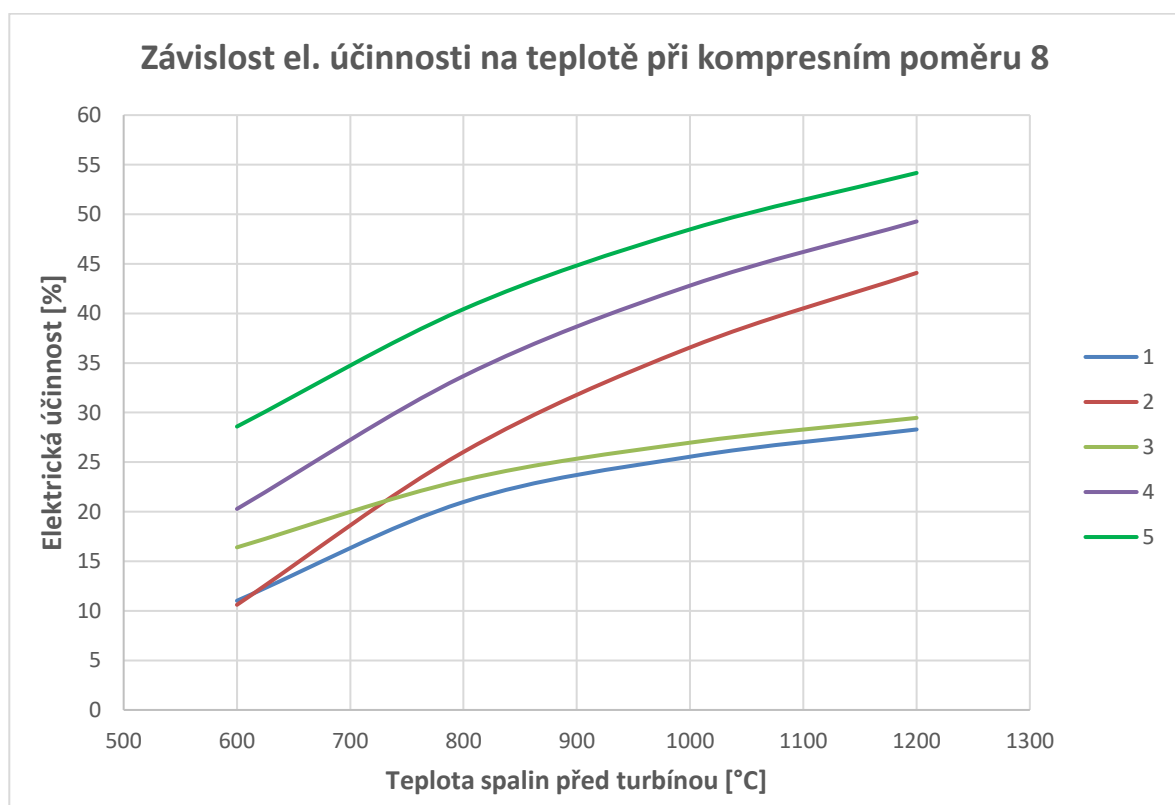
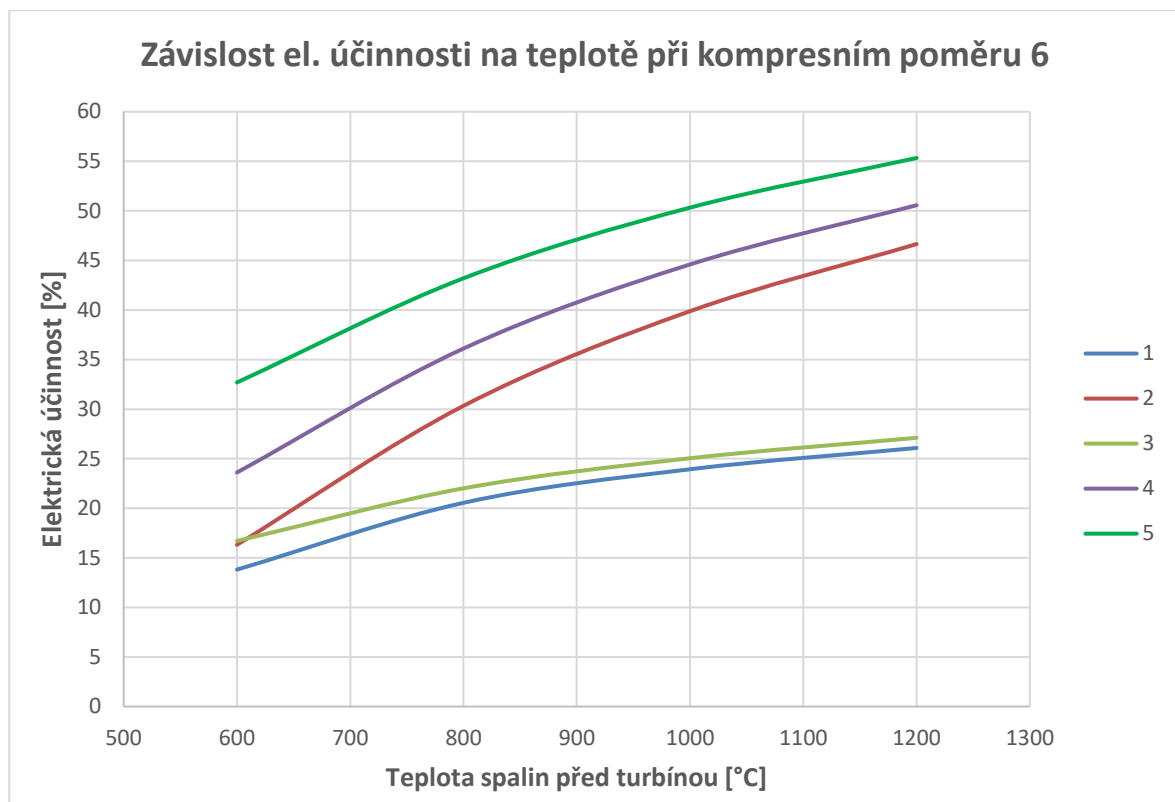
Je třeba říci, že ač tyto zařízení dosahují vysokých účinností, je to za cenu toho, že se jedná o složitější konstrukce, hlavně tedy poslední varianta s mezipřihřevem spalín. Dále teplota spalín před turbínou 1200 °C si vyžaduje odolnější materiály. Obě výše zmíněné komplikace negativně ovlivňují pořizovací cenu. Z toho důvodu jsou stále nejrozšířenější jednoduché obvody bez a s regenerací. Pomalu se však začínají prosazovat složitější zařízení viz firma Aurelia Turbines, která nabízí dvouhřídelovou mikroturbínu s dělenou kompresí, mezichladičem a regenerací tepla ze spalín. Tato mikroturbína dosahuje elektrické účinnosti více než 40 %. Díky vyšším poptávkám po spalovacích mikroturbínách by se v budoucnu mohla pořizovací cena tlačit dolů a tím otevřít dveře pro složitější, ale také účinnější zařízení. [15]

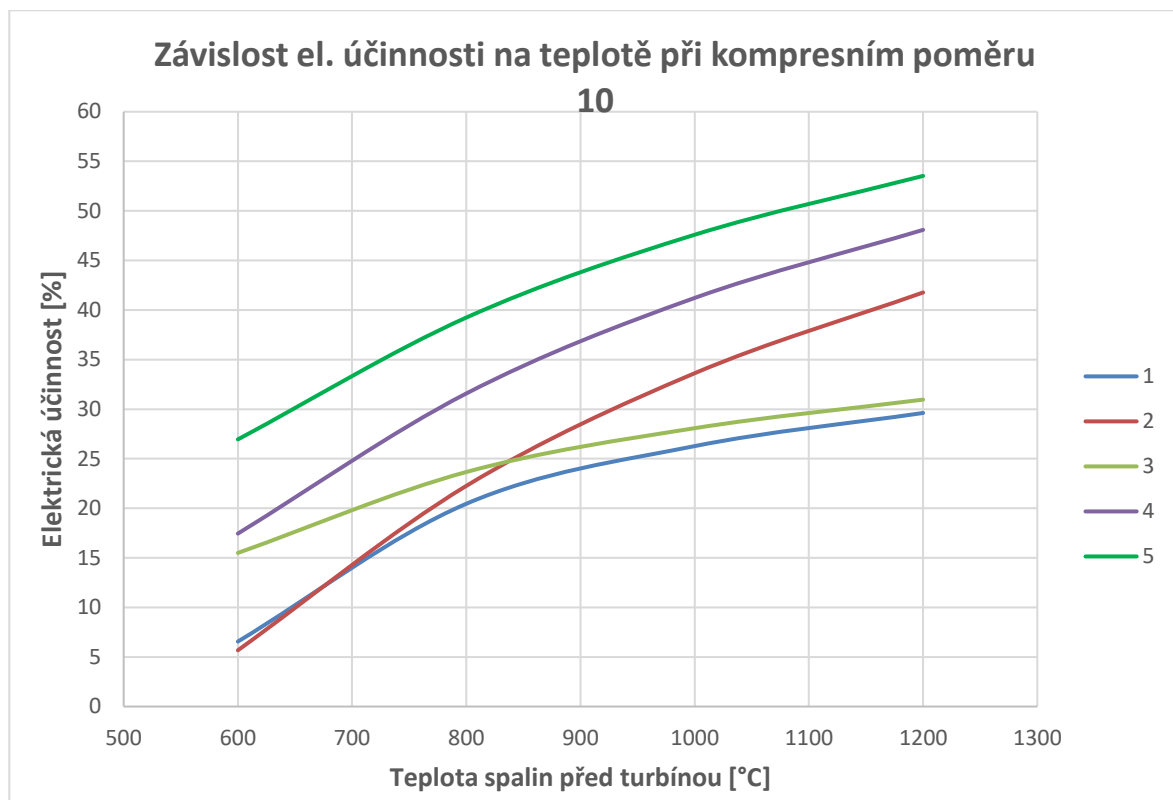
Pro lepší přehled v grafech jsou jednotlivá zapojení očíslována od 1 do 5 v pořadí, jak jdou výpočty v kapitole 5 tedy:

1. Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí i expanzí bez regenerace
2. Jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí i expanzí s regenerací tepla
3. Obvod s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a využitím tepla z mezichladiče a odpadního tepla spalín
4. Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením a regenerací tepla spalín a s využitím tepla z mezichladiče
5. Uspořádání s dělenou kompresí vzduchu s mezichlazením, s dělenou expanzí, s mezipřihřevem spalín a regenerací tepla spalín s využitím tepla z mezichladiče

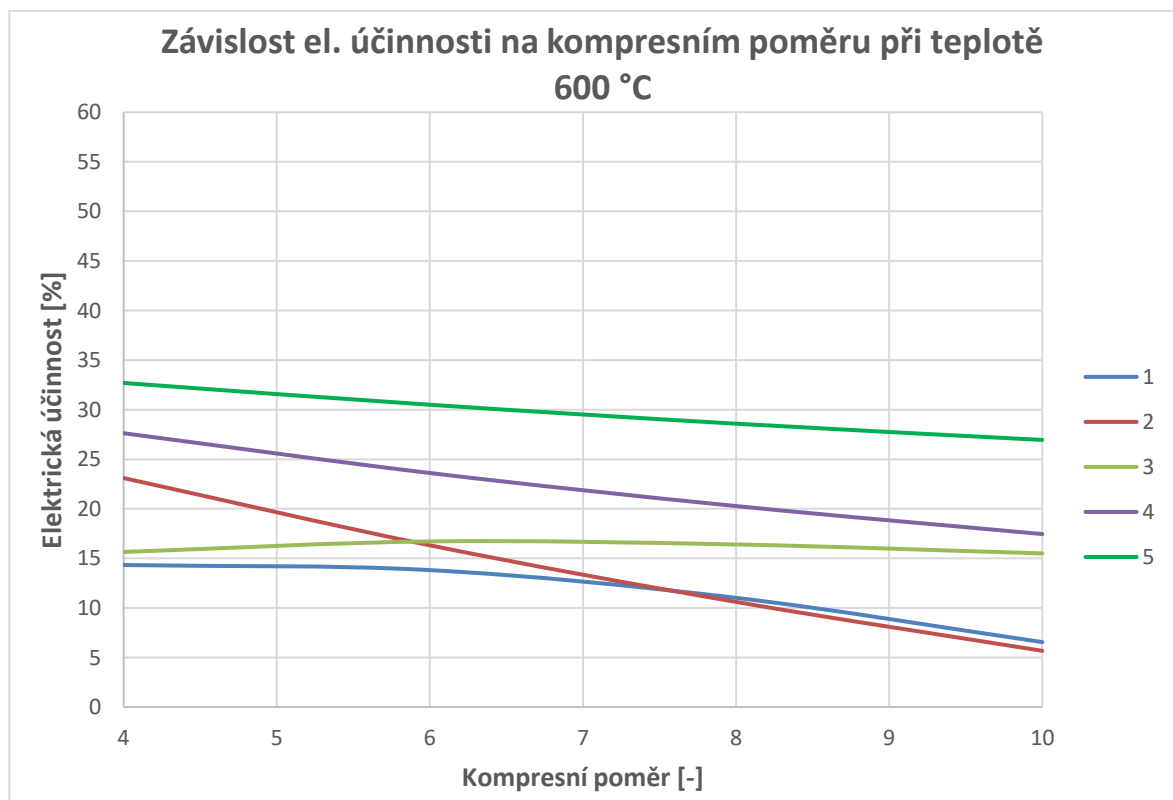
Vykreslení elektrických účinností v závislosti na teplotě spalín před turbínou při daných kompresních poměrech:

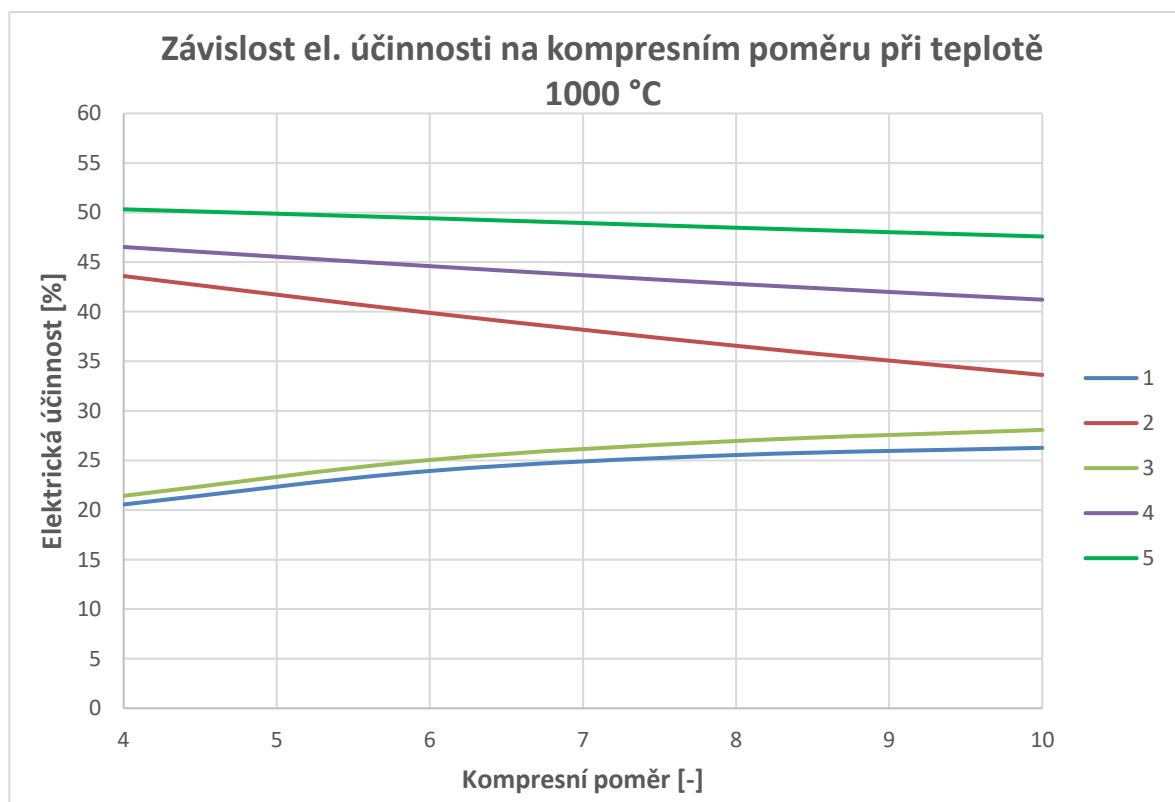
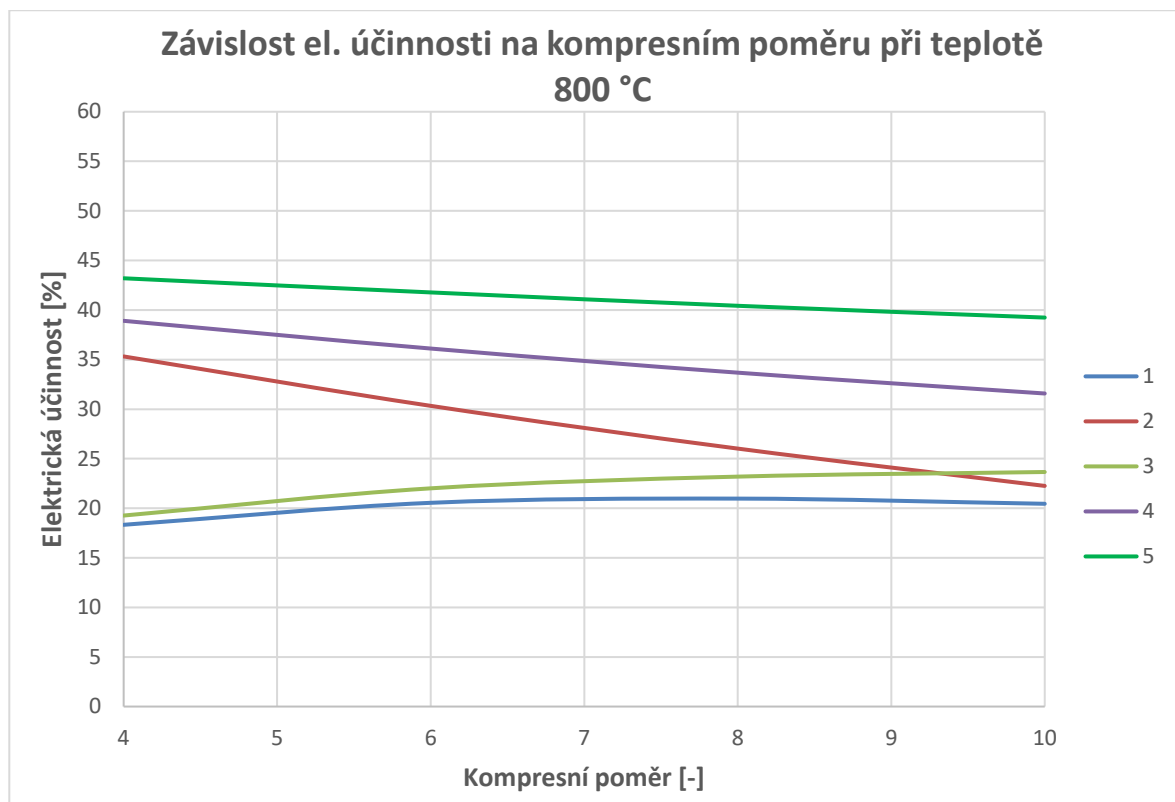


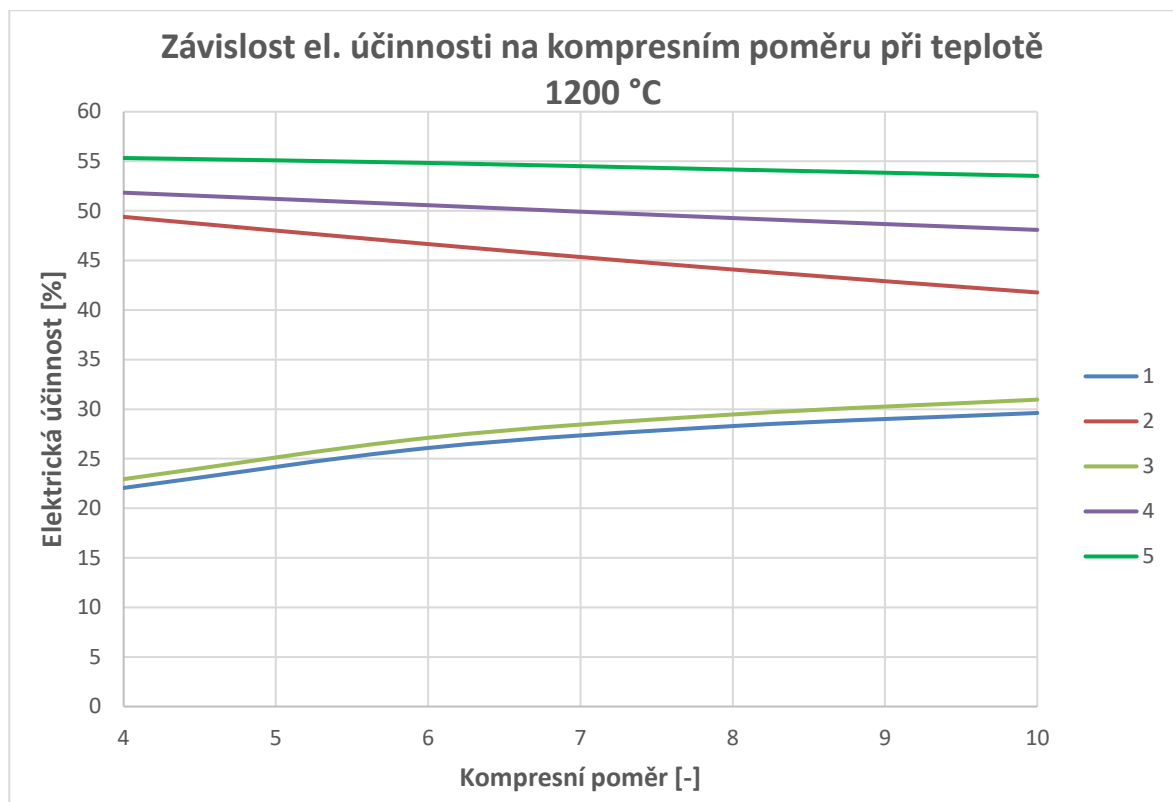




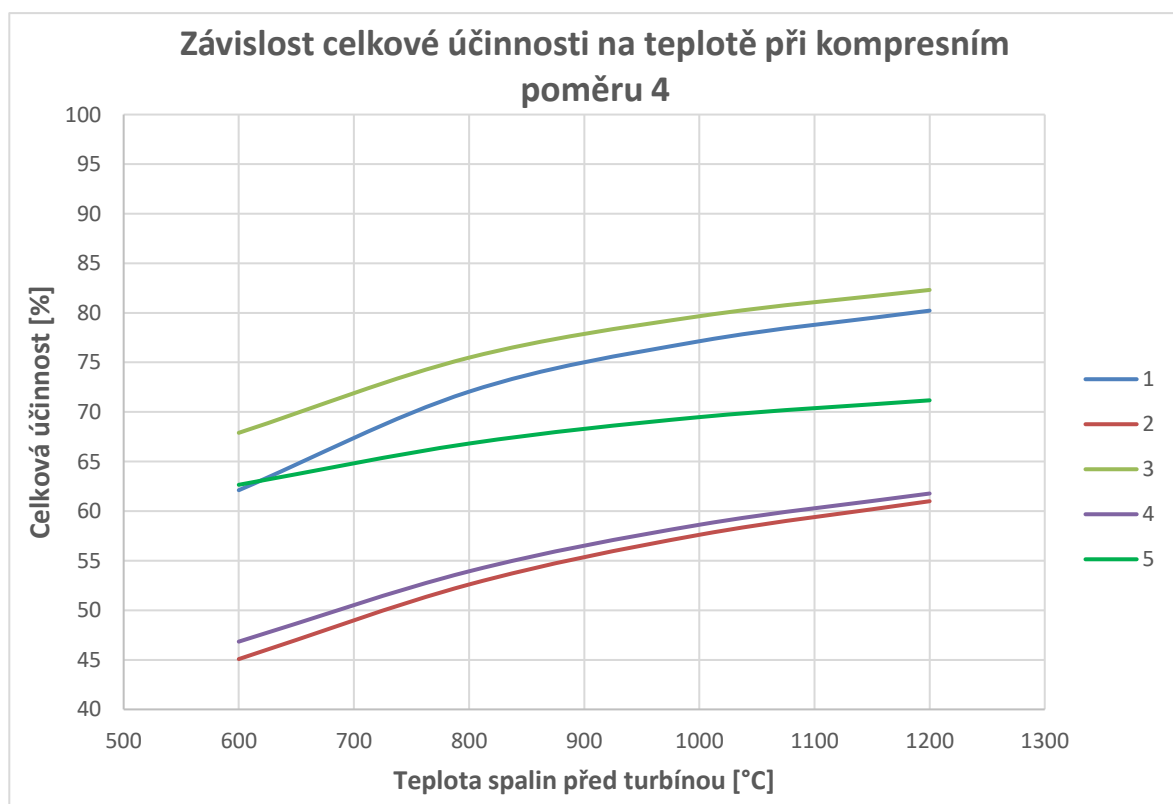
Vykreslení elektrických účinností v závislosti na kompresních poměrech při daných teplotách spalin před turbínou:

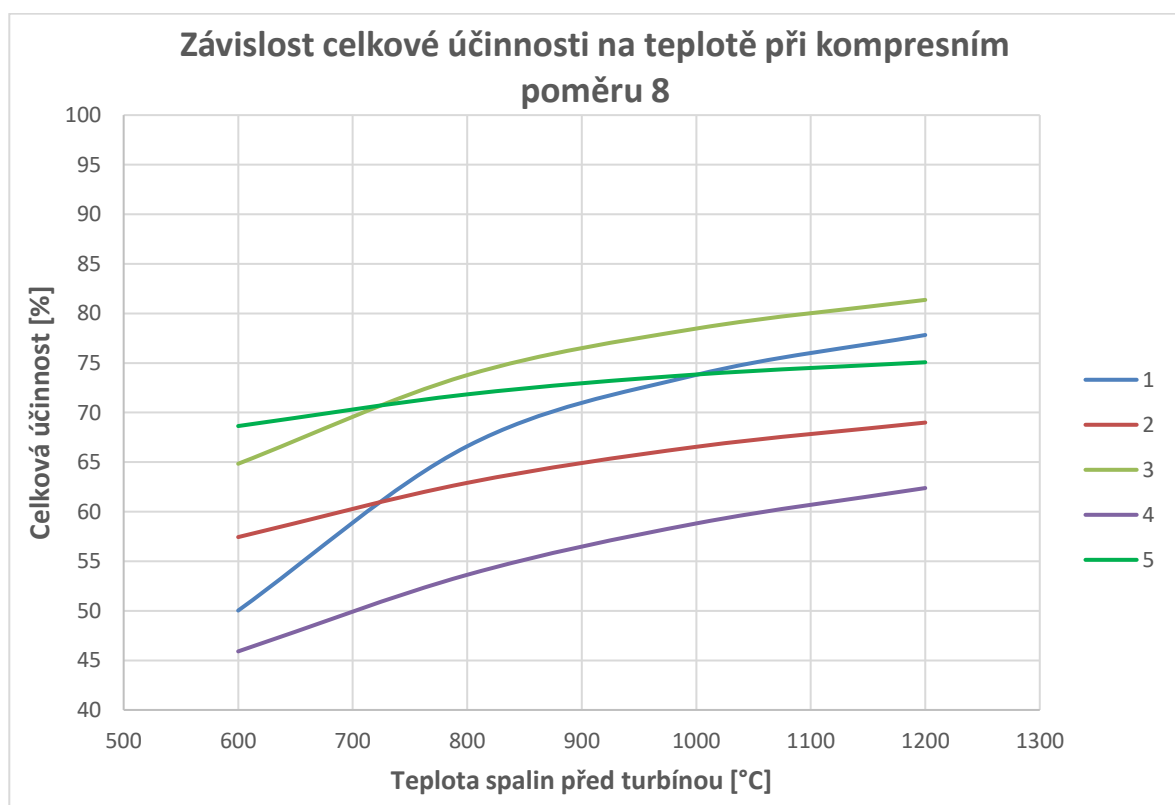
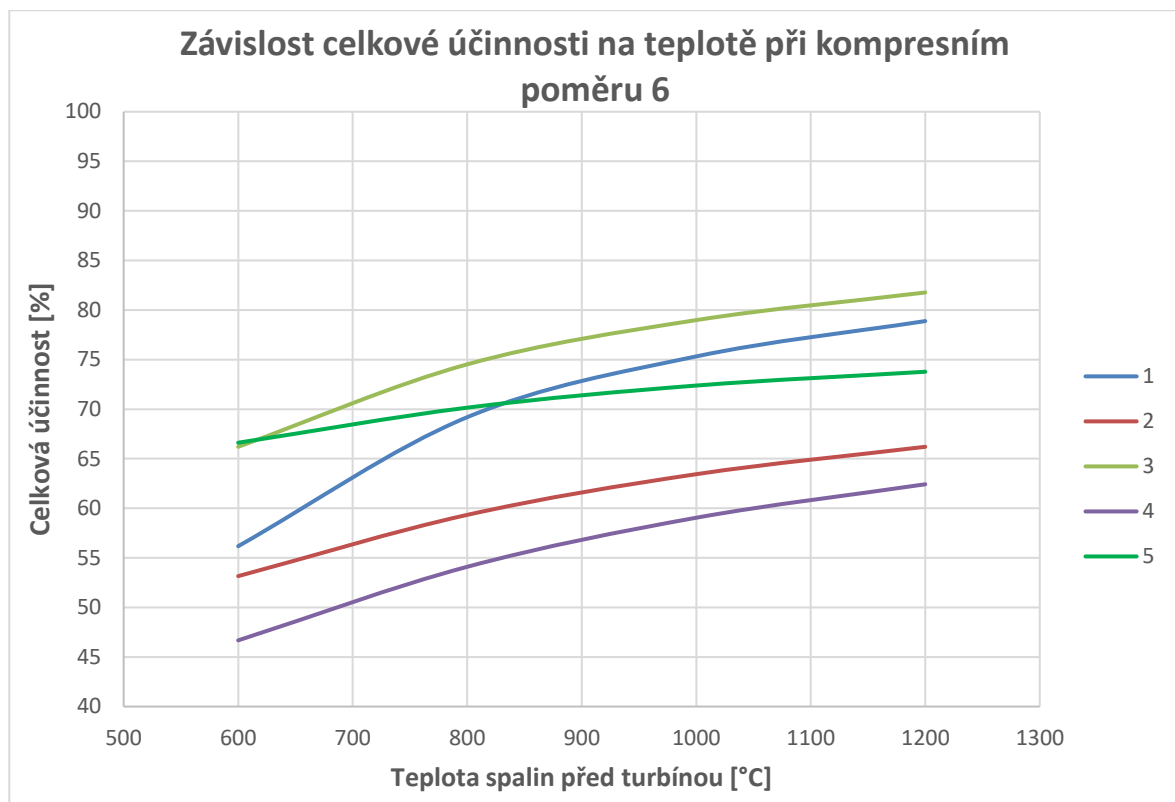


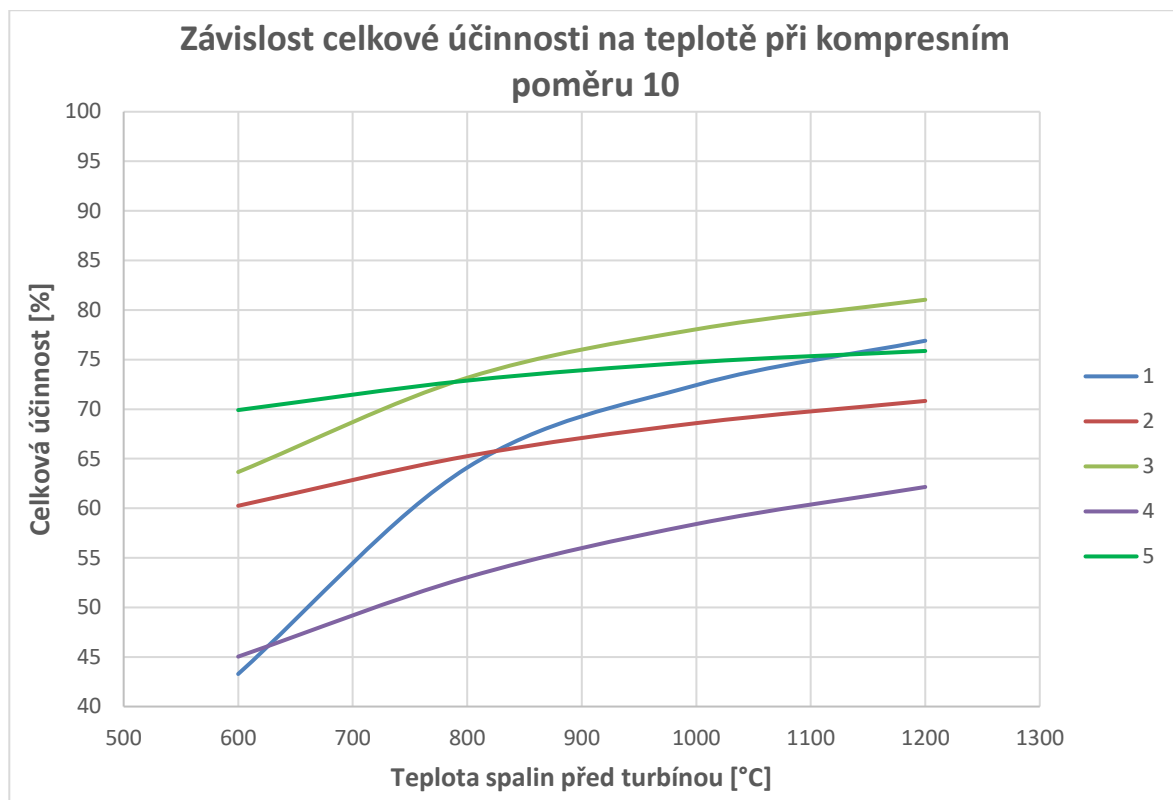




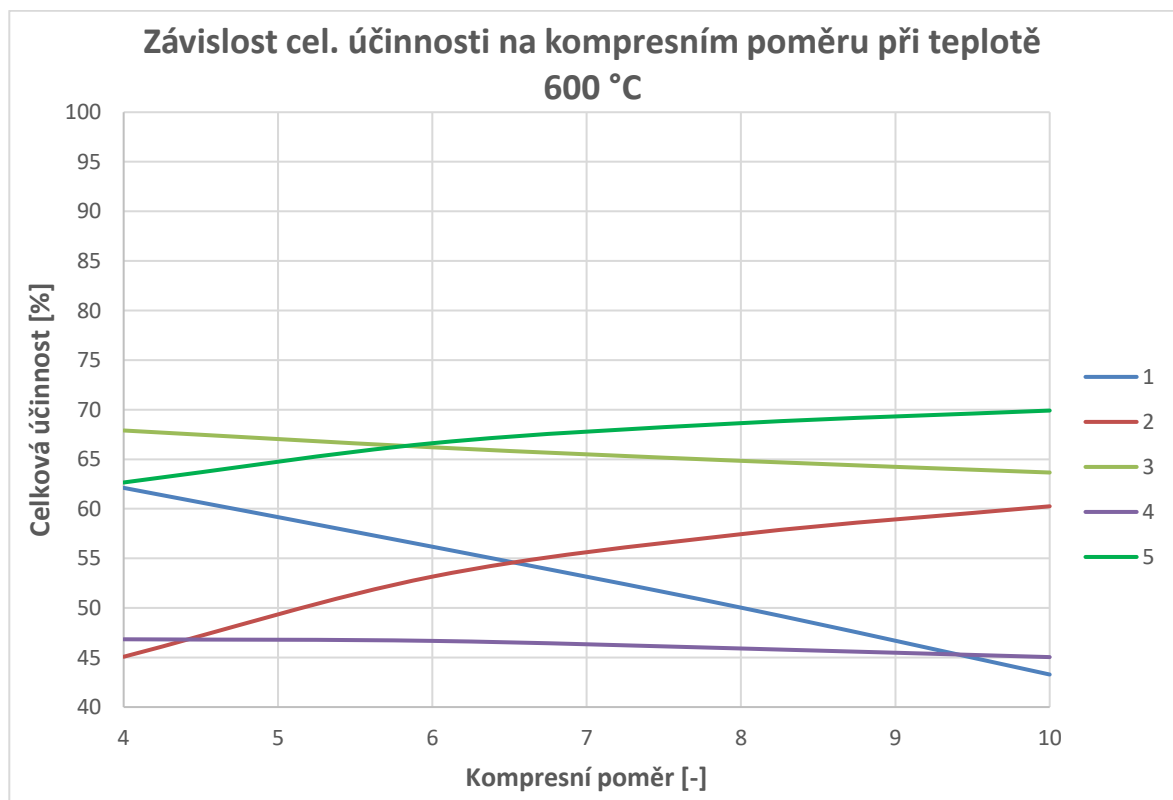
Vykreslení celkových účinností v závislosti na teplotě spalin před turbínou při daných kompresních poměrech:

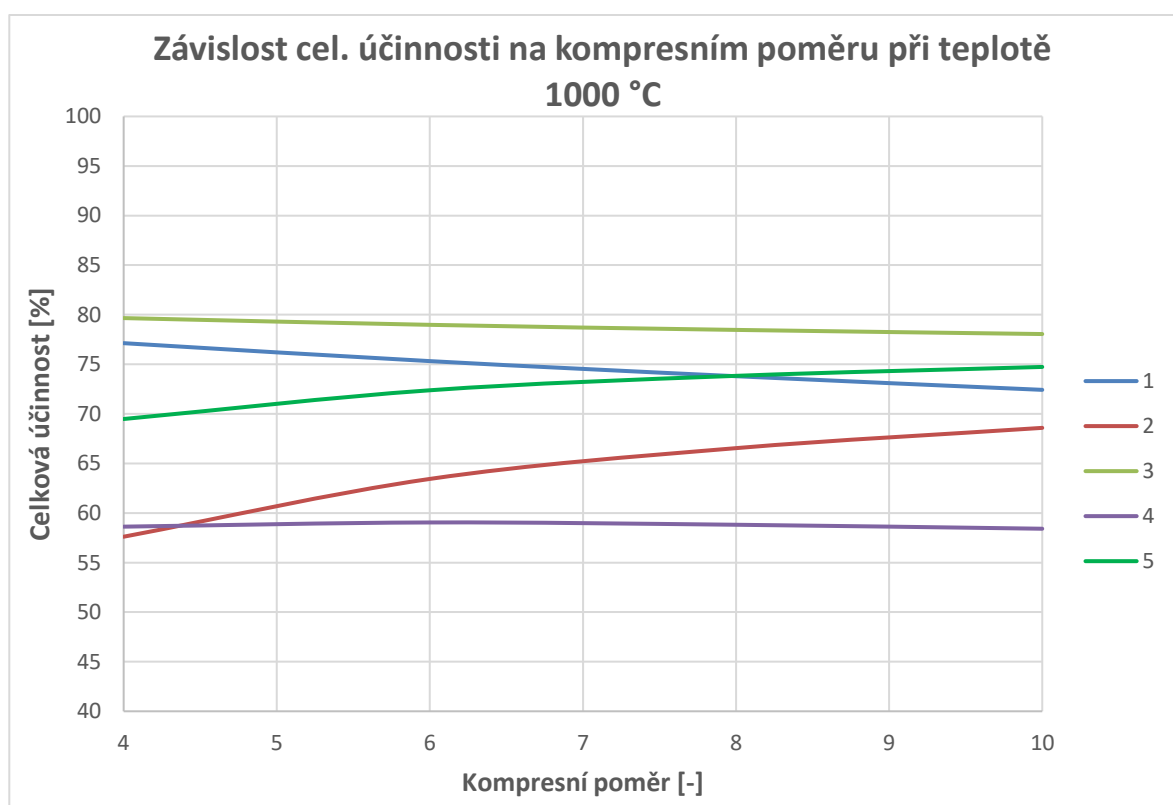
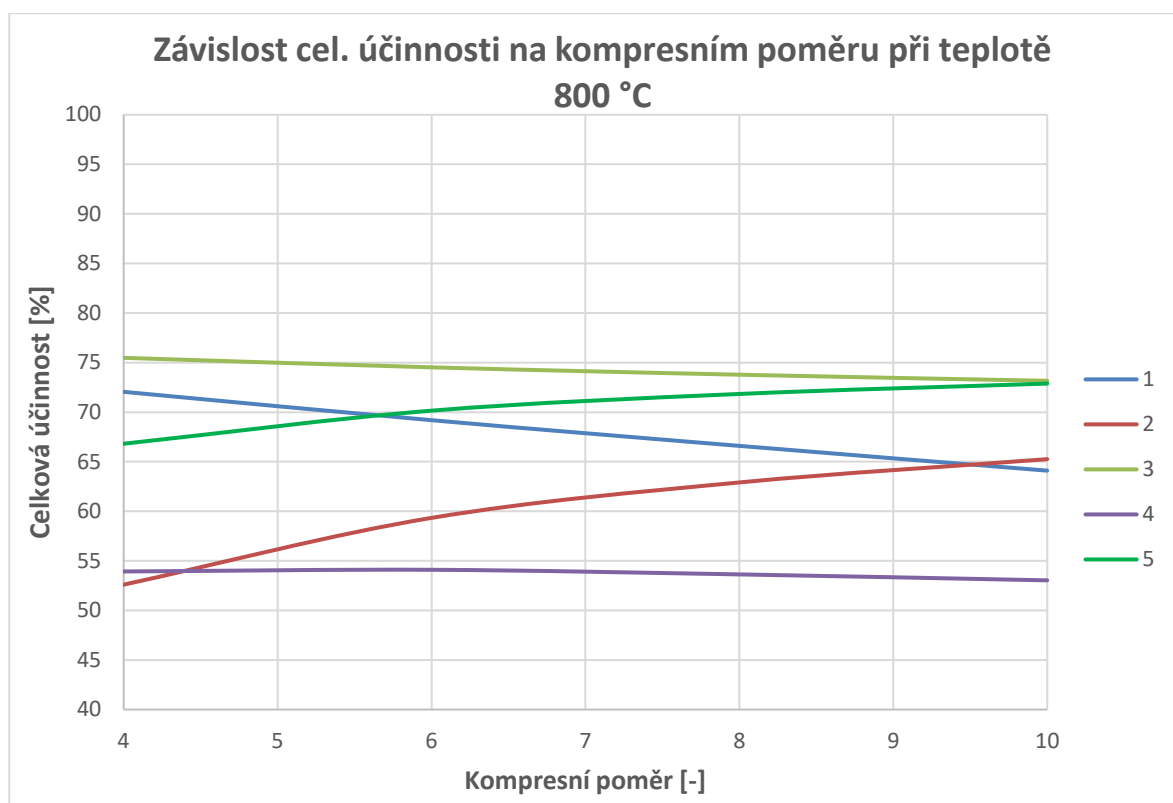


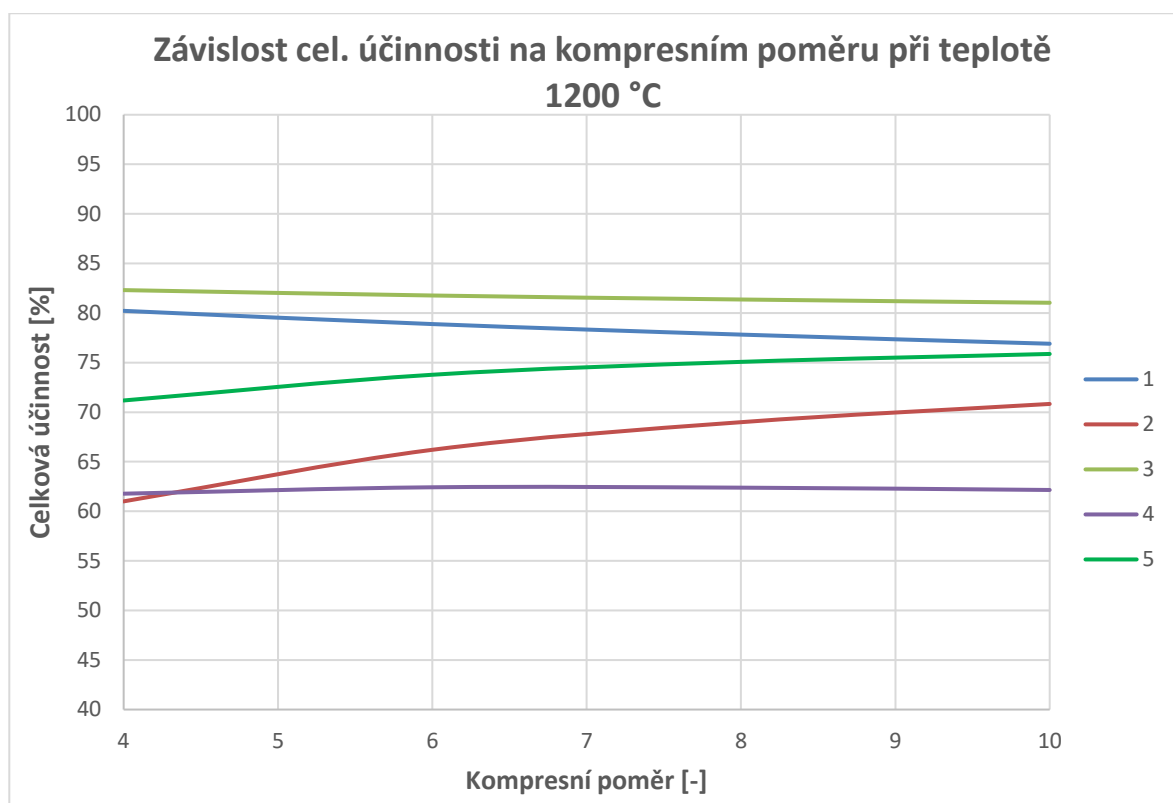




Vykreslení celkových účinností v závislosti na kompresních poměrech při daných teplotách spalin před turbínou:





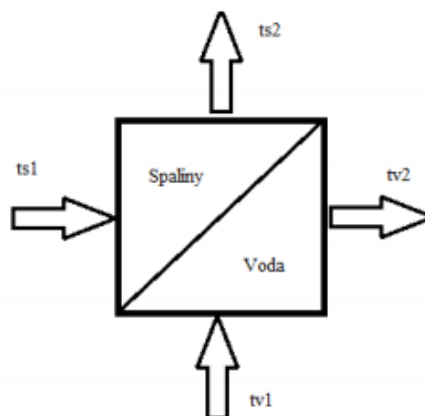


7. Výpočet výměníku spaliny – voda

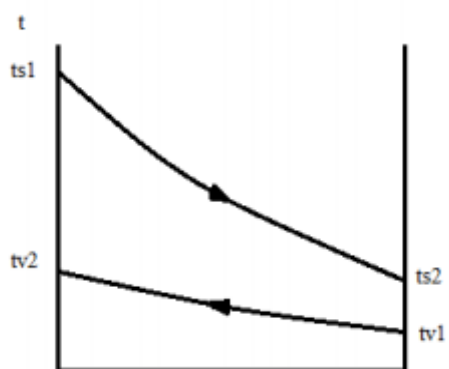
Výpočet jsem provedl pro výměník spaliny – voda u jednoduchého obvodu s jednostupňovou kompresí i expanzí bez regenerace. [3, 4, 5]

Vycházím z předpokládaných teplot medií:

- Teplota vody na vstupu $t_{v1} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Teplota vody na výstupu $t_{v2} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Teplota spalín na vstupu $t_{s1} = 519\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Teplota spalín na výstupu $t_{s2} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$



Obrázek 24 - Bilance výměníku spaliny – voda [16]



Obrázek 25 - Schéma výměníku spaliny – voda [16]

Teplotní spád:

Voda

$$\Delta t_v = t_{v2} - t_{v1}$$

$$\Delta t_v = 130 - 70$$

$$\Delta t_v = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Spaliny

$$\Delta t_s = t_{s1} - t_{s2}$$

$$\Delta t_s = 519 - 150$$

$$\Delta t_s = 369 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teploty:

Voda

$$\Delta t_{v,st} = \frac{t_{v2} + t_{v1}}{2}$$

$$\Delta t_{v,st} = \frac{130 + 70}{2}$$

$$\Delta t_{v,st} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Spaliny

$$\Delta t_{s,st} = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2}$$

$$\Delta t_{s,st} = \frac{519 + 150}{2}$$

$$\Delta t_{s,st} = 334,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický rozdíl teplot:

$$\Delta t' = t_{s1} - t_{v2}$$

$$\Delta t' = 519 - 130$$

$$\Delta t' = 389 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t'' = t_{s2} - t_{v1}$$

$$\Delta t'' = 150 - 70$$

$$\Delta t'' = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{389 - 80}{\ln \frac{389}{80}}$$

$$\Delta t_{stř} = 195,37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Konstrukční řešení výměníku:

Trubky protiproudého výměníku jsou obtékány příčně spaliny.

Rozměr trubek volím Tr Ød 20x1

Poměrný příčný rozestup:

Podle [4] str. 41 Volím $\sigma_{př} = 3$

$$S_{př} = \sigma_{př} \cdot d$$

$$S_{př} = 3 \cdot 0,02$$

$$S_{př} = 0,06 \text{ m}$$

Poměrný podélný rozestup:

Podle [4] str. 41 Volím $\sigma_{pd} = 3$

$$S_{pd} = \sigma_{pd} \cdot d$$

$$S_{pd} = 3 \cdot 0,02$$

$$S_{pd} = 0,06$$

Poměrný úhlopříčný rozestup:

$$\sigma_{up} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{př}^2 + \sigma_{pd}^2}$$

$$\sigma_{up} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 3^2 + 3^2}$$

$$\sigma_{up} = 2,12$$

Poměrný úhlopříčný součinitel:

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_{př} - 1}{\sigma_{up} - 1}$$

$$\varphi_{\sigma} = \frac{3 - 1}{2,12 - 1}$$

$$\varphi_{\sigma} = 1,78$$

Rychlost spalin volím: $w_{sp} = 15 \text{ m/s}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalin jsem určil pomocí [3] str. 49

$$\sigma_1 = 1,5 ; \sigma_2 = 1,5 ; \Delta t_{s,st} = 334,5 \text{ }^{\circ}\text{C} ; \omega_{H_2O} = 0,04 ; w_{sp} = 15 \text{ m/s}$$

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\emptyset}$$

$$\alpha_k = 120 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,96$$

$$\alpha_k = 103,96 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Přestup tepla sáláním:

Efektivní sálavá tloušťka vrstvy spalin:

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_{př} \cdot S_{pd}}{d^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,02 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,06 \cdot 0,06}{0,02^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,188 \text{ m}$$

Parciální tlak:

$$P_{pc} = 0,1 \cdot \omega_{CO_2} + 0,1 \cdot \omega_{H_2O}$$

$$P_{pc} = 0,1 \cdot 0,11 + 0,1 \cdot 0,04$$

$$P_{pc} = 0,015 \text{ MPa}$$

$$\omega_{H_2O} = 0,04 ; \omega_{CO_2} = 0,11$$

Součinitel oslabení sálání:

$$k_s = \left(\frac{2,5 + 5,1 \cdot \omega_{H_2O}}{\sqrt{P_{pc} \cdot s}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot (\Delta t_{s,st} + 273,15))$$

$$k_s = \left(\frac{2,5 + 5,1 \cdot 0,04}{\sqrt{0,015 \cdot 0,188}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot (334,5 + 273,15))$$

$$k_s = 39,42 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}$$

$$k_{pn} = k_s \cdot (\omega_{H_2O} + \omega_{O_2})$$

$$k_{pn} = 39,42 \cdot (0,04 + 0,31)$$

$$k_{pn} = 13,93 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}$$

Sumární optická tloušťka sálové vrstvy:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{pn} + \mu_{pk} \cdot k_{pk}) \cdot p \cdot s$$

$$k \cdot p \cdot s = 13,93 \cdot 0,1 \cdot 0,188$$

$$k \cdot p \cdot s = 0,261$$

Kde pro plyn je $\mu_{pk} \cdot k_{pk} = 0$

Stupeň černosti proudu spalín:

$$a_{sn} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s}$$

$$a_{sn} = 1 - e^{-0,261}$$

$$a_{sn} = 0,23$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sl} = 5,68 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{az} + 1}{2} \cdot a_{sn} \cdot \Delta T_{s,st}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{st}}{\Delta T_{s,st}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{st}}{\Delta T_{s,st}}}$$

$$\alpha_{sl} = 5,68 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,23 \cdot 607,65^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{617,65}{607,65}\right)^{3,6}}{1 - \frac{617,65}{607,65}}$$

$$\alpha_{sl} = 9,77 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kde podle [3] str. 46 je součinitel černosti stěn $a_{az} = 0,8$

$$T_{st} = \Delta T_{s,st} + 10$$

$$T_{st} = 607,65 + 10$$

$$T_{st} = 617,65 \text{ K}$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_s = \alpha_k + \alpha_{sl}$$

$$\alpha_s = 103,96 + 9,77$$

$$\alpha_s = 113,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_s}{1 + \varepsilon_z \cdot \alpha_s}$$

$$k = \frac{113,74}{1 + 0,0015 \cdot 113,74}$$

$$k = 97,16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výhřevná plocha:

$$S = \frac{P_k \cdot \eta_{vy}}{k \cdot \Delta t_{stř}}$$

$$S = \frac{592228 \cdot 0,985}{97,16 \cdot 195,37}$$

$$S = 30,72 \text{ m}^2$$

Množství ohřáté vody:

$$\dot{m}_v = \frac{P_k \cdot \eta_{vy}}{c_{p,v} \cdot \Delta t_v}$$

$$\dot{m}_v = \frac{592 \cdot 0,985}{4,18 \cdot 60}$$

$$\dot{m}_v = 2,32 \text{ kg/s} = 8370 \text{ kg/h}$$

Počet hadů při šířce svazku c=1,2 m:

$$n_h = \frac{c}{S_{pd}}$$

$$n_h = \frac{1,2}{0,06}$$

$$n_h = 20$$

Délka jednoho hada:

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d \cdot n}$$

$$L = \frac{30,72}{\pi \cdot 0,02 \cdot 20}$$

$$L = 24,46 \text{ m}$$

Celková výška svazku:

Volím počet smyček $z = 11$

$$H = (2 \cdot z - 1) \cdot 2 \cdot S_{př} + d$$

$$H = (2 \cdot 11 - 1) \cdot 2 \cdot 0,06 + 0,2$$

$$H = 1,26 \text{ m}$$

Délka svazku:

$$a = \frac{L}{2 \cdot z}$$

$$a = \frac{24,46}{2 \cdot 11}$$

$$a = 1,112 \text{ m}$$

Celkové rozměry výměníku po konstrukčních úpravách jsou 1322x1315 s výškou 2532 mm.

8. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout řešení na zvýšení účinnosti kogenerační jednotky s mikroturbínou o výkonu 200 kWe spalující zemní plyn a následně popsat vliv jednotlivých úprav. V závěrečné části se věnuji návrhu výměníku spaliny – voda pro jednoduchý obvod bez regenerace.

Provedl jsem výpočet pěti různých uspořádání se stejnými vstupními parametry o elektrickém výkonu generátoru 200 kWe, kompresním poměru 4 a teplotou spalin před turbínou 800 °C. První uspořádání je jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí i expanzí bez regenerace, který dosahuje elektrické účinnosti 18 % a celkové účinnosti 72 %. Druhá varianta je jednoduchý obvod s jednostupňovou kompresí i expanzí s regenerací tepla s elektrickou účinností 35 % a s celkovou účinností 52 %. Obě výše zmíněné varianty patří k nejpoužívanější hlavně díky jednoduchosti a nižším pořizovacím nákladům. Třetí řešení je s dělenou kompresí s mezichlazením a využitím tepla z mezichladiče a odpadního tepla spalin, kde elektrická účinnost dosahuje 19 % a celková účinnost 75 %. Čtvrté uspořádání je s dělenou kompresí s mezichlazením a regenerací tepla spalin a využitím tepla z mezichladiče, kde elektrická účinnost je 39 % a celková účinnost 54 %. Toto uspořádání ve dvouhrdelovém provedení využívá například firma Aurelia Turbines s jejich nejúčinnější mikroturbínou na světě, která dosahuje více než 40 %. Pátý výpočet jsem provedl pro variantu s dělenou kompresí s mezichlazením, dělenou expanzí s mezipřihřevem spalin a regenerací tepla spalin s využitím tepla z mezichladiče. Jedná se o nejsložitější řešení, ale zároveň dosahuje elektrické účinnosti 43 % a celkové účinnosti 67 %, která by se dala ještě navýšit umístěním kondenzačního kotle za regenerační ohřívák vzduchu. [15]

V dalším kroku jsem zvyšoval kompresní poměr až do hodnoty 10 a také teplotu spalin před turbínou až na 1200 °C. Nejlepších účinností dosahovaly oběhy při kompresním poměru 4 a teplotou spalin před turbínou 1200 °C. Z hlediska elektrické účinnosti se jeví jako nejlepší poslední varianta, která dosahuje až 55 %. Avšak jde o nejsložitější možné uspořádání. S celkovou účinností na tom je nejlépe třetí varianta, která dosahuje 82 %. Pro lepší přehled jsem všechny možnosti vložil do grafů viz. kapitola Porovnání účinností.

Je třeba si uvědomit, že zvýšením kompresního poměru narůstá kompresní práce, která má vliv na vnitřní práci agregátu a na obě účinnosti. Dalším parametrem je přebytek vzduchu, který slouží mimo jiné k chlazení spalin a ochraně před poškozením lopatek. S jeho nárůstem se opět zvyšuje kompresní práce a ovlivňuje účinnosti.

V poslední části jsem navrhl výměník spaliny – voda. Zvolil jsem protiproudý trubkový výměník příčně obtékaný spaliny. Výměník je obdélníkového tvaru o rozměrech 1322x1315 mm s výškou 2532 mm. Dokáže ohřát 8370 kg vody za hodinu z teploty 70 °C na 130 °C.

Seznam použité literatury

- [1] ŠUROVSKÝ, Jan. *Spalovací turbíny*. Česko: J. Šurovský, 2013. ISBN 978-80-260-4106-1.
- [2] VORÁČEK, Václav, Jaroslav DOBROZEMSKÝ a Jaroslav KAMINSKÝ. *Energetické stroje*. 2. Vysoká škola báňská v Ostravě, 1990. 204244-3258/2003.
- [3] JANEBA, Břetislav a Jan KARTÁK. *Tepelné výpočty kotlů a parních generátorů*. ČVUT, Praha 1, 1982. 177951-2159/84.
- [4] JANEBA, Břetislav a František JIROUŠ. *Tepelné výpočty kotlů: určeno pro posl. fak. strojní*. Přepřac. vyd. Praha: ČVUT, 1967. Učební texty vysokých škol.
- [5] JANEBA, Břetislav. *Výměníky tepla a potrubní sítě*. Praha: ČVUT, 1986. Učební texty vysokých škol.
- [6] *Výroba a spotřeba elektřiny v ČR* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/elektroenergetika/17553-vyroba-a-spotreba-elektřiny-v-cr-v-roce-2017>
- [7] *Zásoby uhlí v ČR* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.carbounion.cz/radce/jak-velke-jsou-zasoby-uhli-v-cr-prinasime-vam-prehled>
- [8] *Budoucnost jádra* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://archiv.ihned.cz/c1-64111600-budoucnost-jadra-ma-jeste-v-evrope-sanci>
- [9] *Ekomonitor: Spalování paliv* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: http://www.ekomonitor.cz/sites/default/files/obrazky/seminare/ovzdusi/seminar2/17_dil_12_tisk_andreovsky.pdf
- [10] *Plynové turbíny* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_09-19.pdf
- [11] Ivčenko AI-25. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Iv%C4%8Denko_AI-25

- [12] *Uplatní se mikroturbíny také v ČR?* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://www.technickydenik.cz/rubriky/archiv-technik/uplatni-se-mikroturbiny-take-v-cr_37308.html
- [13] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-858-9523-4.
- [14] MÍKA, Jiří. *Přednášky z předmětu teplárenství*. Vysoká škola báňská Ostrava, 2018.
- [15] *The most efficient small gas turbines in the world* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://energy.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/Energetik/Dokumenty/Aurelia_A4_flyer-EN-ISOCOatedFOGRA27-2017-10-10b.pdf
- [16] OTT, Lukáš. *Návrh kogenerační jednotky* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/81247/OTT013_FS_N2301_2302T006_2010.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [17] BUKÁČEK, Miroslav. *Spalovací turbíny* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=86959
- [18] *O kogeneraci* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www.cezenergo.cz/cs/o-kogeneraci.html>
- [19] *O energetice* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://oenergetice.cz/wp-content/uploads/2015/04/Back-pressure-steam-turbine-lib.convdocs.org_-1024x516.png

Seznam obrázků

Obrázek 1 - p-v a T-s diagramy Braytonova cyklu [17]	15
Obrázek 2 - Schéma Braytonova otevřeného oběhu [17]	16
Obrázek 3 - Schéma Brytonova uzavřeného oběhu [17]	17
Obrázek 4 - p-v a T-s diagramy Humphreyova cyklu [17]	18
Obrázek 5 - Schéma Humphreyova cyklu [17]	18
Obrázek 6 - Brněnská teplárna Černý mlýn [10]	19
Obrázek 7 - Lokomotiva GT1 – 001 [10]	20
Obrázek 8 - Proudový motor Ivčenko AI-25 [10]	20
Obrázek 9 - Jaguar C-X75 [10]	21
Obrázek 10 - Schéma spalovací mikroturbíny [1]	22
Obrázek 11 - Základní části spalovací mikroturbíny [1]	23
Obrázek 12 – Princip kogenerace [18]	26
Obrázek 13 - Schéma kogenerační jednotky [16]	27
Obrázek 14 - Schéma zapojení s protitlakou turbínou [19]	28
Obrázek 15 - Schéma zapojení s kondenzační turbínou [19]	28
Obrázek 16 - Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem [16]	29
Obrázek 17 - Schéma paroplynové kogenerační jednotky [16]	30
Obrázek 18 - Schéma kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou [16]	31
Obrázek 19 - Schéma zapojení 1. varianty	35
Obrázek 20 - Schéma zapojení 2. varianty	41
Obrázek 21 - Schéma zapojení 3. varianty	47
Obrázek 22 - Schéma zapojení 4. varianty	54
Obrázek 23 - Schéma zapojení 5. varianty	61
Obrázek 24 - Bilance výměníku spaliny – voda [16]	79
Obrázek 25 - Schéma výměníku spaliny – voda [16]	79

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Hodnoty zadaných veličin pro výpočet kogenerační jednotky.....	34
Tabulka 2 - Teploty a entalpie v 1. zapojení.....	36
Tabulka 3 - Teploty a entalpie ve 2. zapojení.....	41
Tabulka 4 - Teploty a entalpie ve 3. zapojení.....	48
Tabulka 5 - Teploty a entalpie ve 4. zapojení.....	54
Tabulka 6 - Teploty a entalpie v 5. zapojení.....	61

Seznam příloh

- [1] Sestavní výkres výměníku spaliny – voda